



TUGAS AKHIR TF141581

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERBESARAN
DIMENSI DAN KONFIGURASI COUNTER-ROTATING
TURBIN TERHADAP PERFORMANSI TURBIN ARUS
LAUT *VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE***

OKKY AGASSY FIRMANSYAH
NRP. 2415 105 004

Dosen Pembimbing
Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017

Halaman Ini Sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT TF141581

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF
DIMENSIONAL SCALING UP AND COUNTER-ROTATING
CONFIGURATION TO THE PERFORMANCE OF
VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE OCEAN
CURRENTS TURBINE**

OKKY AGASSY FIRMANSYAH
NRP. 2415 105 004

Supervisor
Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2017

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Okky Agassy Firmansyah

NRP : 2415105004

Departemen : Teknik Fisika FTI – ITS

Dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul

“Studi Eksperimental Pengaruh Perbesaran Dimensi dan Konfigurasi *Counter-Rotating* Turbin terhadap Performansi Turbin Arus Laut *Vertical Axis Straight Blade Cascade*”

adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 6 Juli 2017

Yang membuat pernyataan

Okky Agassy Firmansyah
NRP. 2415 105 004

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERBESARAN
DIMENSI DAN KONFIGURASI COUNTER-ROTATING
TURBIN TERHADAP PERFORMANSI TURBIN ARUS
LAUT *VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE***

TUGAS AKHIR

Oleh:

OKKY AGASSY FIRMANSYAH

NRP: 2415 105 004

Surabaya, 6 Juli 2017
Mengetahui/Menyetujui

Pembimbing,



Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

NIPN. 19761223 200501 1 001

**Ketua Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS**



Halaman Ini Sengaja dikosongkan

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERBESARAN
DIMENSI DAN KONFIGURASI *COUNTER-ROTATING*
TURBIN TERHADAP PERFORMANSI TURBIN ARUS
LAUT *VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE***

TUGAS AKHIR

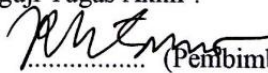
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Energi
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :


OKKY AGASSY FIRMANSYAH
NRP. 2415 105 004

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

 (Pembimbing)

2. Ir. Roekmono, M.T.

 (Ketua Penguji)

3. Ir. Harsono Hadi, M.T, Ph.D

 (Penguji I)

**SURABAYA
JULI 2017**

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERBESARAN DIMENSI DAN KONFIGURASI *COUNTER-ROTATING* TURBIN TERHADAP PERFORMANSI TURBIN ARUS LAUT *VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE*

Nama : Okky Agassy Firmansyah
NRP : 2415105004
Departemen : Teknik Fisika, FTI - ITS
Pembimbing : Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

Abstrak— Telah dilakukan pembuatan rancang bangun turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade* dengan perbesaran dimensi, yaitu variasi dimensi turbin dengan diameter 0,4 m, 0,6 m, dan 0,8 m. Variasi kecepatan aliran yang digunakan untuk eksperimen ini adalah 1,1 m/s, 1,2 m/s, dan 1,3 m/s dengan menggunakan variasi 3 dimensi turbin. Perbesaran dimensi turbin mempunyai pengaruh positif terhadap peningkatan performansi dari turbin. Didapatkan C_p tertinggi yaitu 0,42 dengan dimensi turbin berdiameter 0,8 m pada kecepatan aliran 1,1 m/s. Pada penelitian tentang konfigurasi *array* turbin, dilakukan pengambilan data pada Laboratorium Hidrodinamik (*Towink Tank*), Teknik Perkapalan, ITS Surabaya. Variasi kecepatan aliran yang digunakan untuk eksperimen ini adalah 0,7 m/s, 1,0 m/s, dan 1,3 m/s dengan menggunakan variasi 3 konfigurasi *array* turbin yaitu konfigurasi *co-rotating*, *counter-rotating out* dan *counter-rotating in*. Didapatkan hasil bahwa konfigurasi *counter-rotating* turbin berpengaruh positif terhadap peningkatan performansi turbin dibandingkan dengan *stand alone* turbin. Performansi turbin dalam sebuah konfigurasi *array* dipengaruhi oleh interaksi hidrodinamik yang terjadi diantara kedua turbin.

Kata Kunci— Turbin Sumbu Vertikal, *Darrieus*, Turbin *Cascade*, Efisiensi Turbin, Perbesaran Dimensi, *Array* Turbin, *Counter Rotating* Turbin

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF
DIMENSIONAL SCALING UP AND COUNTER-ROTATING
CONFIGURATION TO THE PERFORMANCE OF
VERTICAL AXIS STRAIGHT BLADE CASCADE OCEAN
CURRENTS TURBINE**

Name : Okky Agassy Firmansyah
NRP : 2415 105 004
Department : Engineering Physics, FTI - ITS
Lecture : Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

***Abstract**— Prototype and experiment of vertical axis straight blade cascade dimensional scaling up have been completed with three variation of dimension rotor diameter, which is 0,8 m, 0,6 m and 0,4 m. The used freestream velocity were 1,1 m/s, 1,2 m/s, 1,3 m/s using three variation of turbines dimension. Dimensional scaling up have a positive impact for increasing turbine performance. The result show that the highest C_p 0,42 at freestream velocity 1,1 m/s with turbine's rotor diameter 0,8 m. In research about array configuration turbines, which is held at Hydrodynamic Laboratory (Towink Tank), Marine Engineering Department, ITS Surabaya. The used freestream velocity were 0,7 m/s, 1,0 m/s, and 1.3 m/s using three variation of turbines array configuration, which is co-rotating, counter-rotating-out and counter-rotating-in configuration. The result show that counter-rotating configuration have a positive impact to increase turbine's performance than stand alone turbine. Turbine's performance in a array configuration is influenced by the hydrodynamic interaction between two turbines.*

Key Word —, Vertical axis Turbine, Darrieus, Cascade turbine, Turbine efficiency, Scaling Up, Array Turbine, Counter-Rotating Turbine

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Studi Eksperimental Pengaruh Perbesaran Dimensi dan Konfigurasi *Counter-Rotating* Turbin terhadap Performansi Turbin Arus Laut *Vertical Axis Straight Blade Cascade*”**. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D, selaku Ketua Departemen Teknik Fisika ITS dan bapak Andi Rahmadiansyah, S.T, M.T., selaku dosen wali penulis yang telah sabar memberikan petunjuk, bimbingan, serta ilmu yang sangat bermanfaat.
2. Bapak A. Mamak Al Luluki dan Ibu Siti Ngaisah selaku orang tua yang selalu memberi motivasi dalam pengerjaan Tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ridho Hantoro, ST, MT. selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan motivasi dan arahan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak dan Ibu dosen Teknik Fisika yang telah memberikan ilmu selama kuliah.
5. Bapak Hari yang bertugas di PDAM Kota Pasuruan yang telah mengizinkan untuk mengambil data.
6. Bapak Condro dan Mas Rudi yang telah membimbing dalam pengambilan data pada Laboratorium Hidrodinamika ITS
7. Mbak Erna Septyaningrum yang telah membantu seluruh penelitian ini, baik dari segi materiil maupun segi akademik
8. Teman – teman Teknik Fisika yang ikut dalam membantu pengambilan data Tugas Akhir, Hafizh, Tukul, Musa, Danny, Natsir, Aryo, Kafi, Kurnia, Deden, Jongga, Ibnu
9. Sahabat penulis, yaitu Chusnul Khotimah, Lufi Izzati Aini dan Aulia Perdana Sari

10. Teman-teman asisten Laboratorium Pengukuran Fisis dan Asisten Laboratorium Rekayasa Energi dan pengkondisian Lingkungan
11. Teman-teman S1-Lintas Jalur 2015 yang selalu ada untuk membantu
12. Teman-teman S2 Teknik Fisika yang selalu ada untuk membantu berdiskusi dan bermain, mbak anita, mbak tiwi, mas feri dan mas wildan
13. Serta Calon Istri yang telah ditetapkan di Laful Mahfudz yang senantiasa menjadi penyemangat dalam beribadah, khususnya mengerjakan tugas akhir

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, 6 Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL	xxv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	4
1.3. Batasan Masalah.....	4
1.4. Tujuan	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1. Pemanfaatan Energi Arus Laut.....	5
2.2. Turbin Hidrokinetik.....	5
2.3.1 Prinsip Kerja Turbin <i>Darrieus</i>	8
2.3. Gaya <i>lift</i> dan Gaya <i>Drag</i>	9
2.4. NACA <i>Airfoil</i>	15
2.5. <i>Aspect Ratio</i> Turbin.....	17
2.6. Analisis Turbin Hidrokinetik.....	18
2.7 <i>Farm Efficiency</i>	21

2.8	<i>Blockage Effect</i>	22
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		24
3.1.	Diagram Alir Penelitian	25
3.2.	Studi Literatur	26
3.3.	Lokasi Pengambilan Data.....	27
3.4.	Geometri Turbin.....	29
3.5.	Fabrikasi Turbin	31
3.6.	<i>Set Up</i> Eksperimental dan Pengambilan Data.....	33
3.6.1	<i>Set Up</i> Eksperimental dan Pengambilan Data Perbesaran Dimensi Turbin	33
3.6.2	<i>Set Up</i> Eksperimental dan Pengambilan Data Konfigurasi <i>array</i> Turbin	35
3.7.	Pengolahan Data dan Penyusunan Laporan	41
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		42
4.1	Pengujian Variasi Perubahan Dimensi Turbin	43
4.1.1	Hasil Pengambilan Data	43
4.1.2	Pengaruh Variasi Kecepatan Aliran terhadap Kecepatan Sudut (ω) dan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR)	44
4.1.3	Pengaruh Variasi Kecepatan Aliran terhadap Torsi ..	47
4.1.4	Pengaruh Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Performansi Turbin.....	49
4.2	Pengujian Variasi Konfigurasi Pemasangan Turbin.....	57
4.2.1	Hasil Pengambilan Data	57
4.2.2	Performansi <i>Stand Alone</i> Turbin	59
4.2.3	Pengaruh Variasi Konfigurasi Arah Rotasi Turbin terhadap Performasi Turbin.....	61

4.2.4 Pembahasan.....	70
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	76
5.1 Kesimpulan.....	77
5.2 Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA.....	78

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi Turbin Hidrokinetik (Khan, 2009)	6
Gambar 2.2 Jenis-jenis pemasangan Turbin Horizontal Aksis (Khan, 2009).....	7
Gambar 2.3 Tipe Turbin Vertikal Aksis (Khan, 2009)	7
Gambar 2. 4 Prinsip Turbin Sumbu vertikal <i>Darrieus</i>	9
Gambar 2.5 Gaya-gaya dari fluida di sekeliling pada sebuah benda dua dimensi: (a) gaya tekanan (b) gaya viskos (c) gaya resultan (<i>lift</i> dan <i>drag</i>) (Munson, 2002)	11
Gambar 2.6 Gaya tekanan dan gaya geser pada sebuah elemen kecil dari permukaan sebuah benda (Munson, 2002)	11
Gambar 2.7 Gaya <i>lift</i> pada Turbin Vertikal Aksis (Lazauskas, 2012).....	14
Gambar 2. 8 Salah satu bentuk Geometri 0018 (R. Gerakopulos, 2010).....	16
Gambar 2. 9 Luasan permukaan karakteristik.....	17
Gambar 2. 10 Bentuk <i>blade</i> turbin dengan <i>foil</i> NACA 0018 tampak samping (3D) (R. Gerakopulos, 2010)	17
Gambar 2.11 Azimuth (Θ) turbin vertikal aksis (Shiono, 2002).	19
 Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	25
Gambar 3. 2 Diagram Alir Penelitian.....	26
Gambar 3.3 Lebar dan kedalaman saluran keluaran mata air Umbulan, Kabupaten Pasuruan, Jawa Timur	27
Gambar 3. 4 Kanal Air terbuka PDAM Kota Pasuruan	28
Gambar 3. 5 Alat Ukur Arus Air Seri CM-1BX merk <i>Dentan</i>	28
Gambar 3. 6 Laboratorium Hidrodinamika.	29
Gambar 3. 7 (a) <i>Geometri</i> airfoil NACA0018 (b) <i>Rasio geometri</i> 1 : 8 <i>pada blade</i>	30
Gambar 3. 8 Desain Turbin untuk Pengujian Perbesaran Dimensi Turbin	30

Gambar 3. 9 Desain Turbin untuk Pengujian Konfigurasi <i>Counter-Rotating</i> Turbin	31
Gambar 3. 10 Pembuatan <i>Hydrofoil</i>	31
Gambar 3. 11 Variasi Perbesaran Dimensi Turbin (a) Diameter 0,4 m, (b) Diameter 0,6 m, (c) Diameter 0,8 m	32
Gambar 3. 12 Turbin untuk Pengujian Aspek Konfigurasi <i>Counter-Rotating</i>	33
Gambar 3. 13 Turbin direndam pada Kanal Air	33
Gambar 3. 14 <i>Torque Wrech</i> seri 4603BN merek <i>JTN</i>	34
Gambar 3. 15 Pengukuran Torsi	34
Gambar 3. 16 <i>Tachometer</i> dan Pengukuran RPM	35
Gambar 3. 18 Kereta pada Laboratorium Hidrodinamik. (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping	36
Gambar 3. 19 Clamp F	37
Gambar 3. 20 Pemasangan Turbin pada Kereta dengan <i>Clamp F</i>	37
Gambar 3. 21 Pemasangan Turbin pada Kereta	38
Gambar 3. 22 Variasi Konfigurasi Jarak Pemasangan antar Turbin. (a) Jarak 2,5 D (b) Jarak 2 D (c) Jarak 1,5 D	39
Gambar 3. 23 Konfigurasi Arah Rotasi sama (<i>co-rotating</i>).	40
Gambar 3. 24 Konfigurasi <i>Counter-Rotating Out</i> (Arah Rotasi Keluar). (a) Turbin A CW (b) Turbin B CCW	40
Gambar 3. 25 Konfigurasi <i>Counter-Rotating In</i> (Arah Rotasi kedalam) (a) Turbin A CCW (b) Turbin B CW	40
 Gambar 4. 1 Perbandingan Rata-rata dari Hasil RPM untuk Setiap Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Variasi Kecepatan Aliran	45
Gambar 4. 2 Perbandingan Rata-rata dari Hasil Torsi untuk Setiap Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Variasi Kecepatan Aliran	48
Gambar 4. 3 Grafik Daya Mekanik Turbin terhadap Kecepatan Aliran	50

Gambar 4. 4 Grafik Daya Air yang tersedia terhadap Kecepatan Aliran.....	51
Gambar 4. 5 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,4 m. Jarak dinding dengan dinding 0,3 m.....	53
Gambar 4. 6 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,6 m. Jarak dinding dengan dinding 0,2 m.....	54
Gambar 4. 7 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,8 m. Jarak dengan dinding 0,1 m.....	55
Gambar 4. 8 Koefisien Performansi terhadap TSR	56
Gambar 4. 9 RPM <i>Stand Alone</i> Turbin	59
Gambar 4. 10 Torsi <i>Stand Alone</i> Turbin	60
Gambar 4. 11 TSR Turbin A - konfigurasi <i>Co-rotating</i>	61
Gambar 4. 12 TSR Turbin B - konfigurasi <i>Co-rotating</i>	62
Gambar 4. 13 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi <i>Co-Rotating</i> Turbin	63
Gambar 4. 14 TSR Turbin A – Konfigurasi <i>CR-Out</i>	64
Gambar 4. 15 TSR Turbin B – Konfigurasi <i>CR-Out</i>	65
Gambar 4. 16 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi <i>Counter-Rotating Out</i>	66
Gambar 4. 17 Ilustrasi Aerodinamik Sebuah <i>Hydrofoil</i>	67
Gambar 4. 18 TSR Turbin A – Konfigurasi <i>CR-In</i>	68
Gambar 4. 19 TSR Turbin B – Konfigurasi <i>CR-In</i>	69
Gambar 4. 20 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi <i>Counter-Rotating In</i>	70
Gambar 4. 21 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 0,7 m/s.....	73
Gambar 4. 22 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 1 m/s.....	73
Gambar 4. 23 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 1,3 m/s.....	74

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Geometri Turbin	30
Tabel 4. 1 Hasil Pengukuran Kecepatan rata – rata Aliran	43
Tabel 4. 2 Rata – rata Pengukuran RPM dan Torsi	44
Tabel 4. 3 Kecepatan Sudut (ω)	44
Tabel 4. 4 Nilai TSR.....	46
Tabel 4. 5 Daya Mekanik Turbin	49
Tabel 4. 6 Daya Air yang tersedia	49
Tabel 4. 7 <i>Coefficient of Performance (Cp)</i>	52
Tabel 4. 8 Cp dan TSR Turbin	55
Tabel 4. 9 Data RPM dan Torsi <i>Stand Alone</i> Turbin	57
Tabel 4. 10 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi <i>Co-Rotating</i> Turbin	58
Tabel 4. 11 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi <i>Counter-Rotating Out</i>	58
Tabel 4. 12 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi <i>Counter-Rotating In</i>	59
Tabel 4. 13 Kecepatan Sudut dan TSR <i>Stand Alone</i> Turbin	60
Tabel 4. 14 Daya Mekanik dan Efisiensi <i>Stand Alone</i> Turbin	61
Tabel 4. 15 Daya Mekanik Konfigurasi <i>Co-Rotating</i>	71
Tabel 4. 16 Daya Mekanik Konfigurasi <i>Counter-Rotating Out</i> ..	71
Tabel 4. 17 Daya Mekanik Konfigurasi <i>Counter-Rotating In</i>	72
Tabel 4. 18 Data Efisiensi Relatif per-Konfigurasi Turbin	72

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pengembangan Energi Baru Terbarukan (EBT) menjadi fokus Pemerintah sebagaimana diamanatkan dalam Undang-Undang Energi Nomor 30 Tahun 2007 dan Peraturan Pemerintah Nomor 79 Tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional. Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral, Ignasius Jonan mengutarakan bahwa EBT akan kompetitif apabila diproduksi menggunakan teknologi yang tepat dan sesuai dengan karakteristik wilayah masing-masing (kondisi geografi, infrastruktur dan pasar). Indonesia adalah negara kepulauan, maka harus memanfaatkan potensi energi yang ada di masing-masing daerah (Ferial, 2017). Salah satu energi alam yang dapat dikonversi menjadi energi arus listrik adalah energi arus laut. Arus laut memiliki energi kinetik yang tidak terbatas sehingga sangat cocok untuk dijadikan salah satu sumber energi listrik terbesar. Kecepatan arus laut di beberapa perairan Indonesia seperti Bali dan Nusa Tenggara mencapai 2,5 – 3,4 m/s (Lubis & Yuningsih, 2016). Maka dari itu, pemanfaatan turbin hidrokinetik sebagai pengkonversi energi harus dioptimalkan dalam mengekstrak energi kinetik arus laut menjadi energi listrik.

Hidrokinetik turbin adalah sebuah alat untuk memanen energi terbarukan yang memanfaatkan pergerakan air yang menghasilkan energi kinetik cukup besar sehingga dapat digunakan untuk pembangkitan listrik. Ada dua jenis turbin hidrokinetik yaitu *Horizontal Axis Turbine* (HAT) dan *Vertical Axis Turbine* (VAT). Dari kedua jenis turbin tersebut, jenis VAT memiliki efisiensi lebih besar, yaitu lebih dari 70%, sedangkan HAT berkisar antara 50%-60%. Jenis VAT yang memiliki efisiensi terbesar adalah jenis Darrieus, yang pertama dipatenkan

oleh ilmuwan perancis bernama George Jeans Darrieus pada tahun 1931 (Bhutta, Hayat, Farooq, Ali, Jamil, & Husain, 2011). Pada era modern ini, pembangkit listrik tenaga arus laut banyak menggunakan *array* turbin dengan konfigurasi tertentu untuk memenuhi target produksi daya dan memaksimalkan proses ekstraksi energi di lokasi yang potensial. Efisiensi yang dihasilkan oleh *array* disebut sebagai *farm efficiency*. Nilai *farm efficiency* sangat bergantung pada performansi dari masing-masing turbin dalam *array* (Vennel, Simon, Scott, Steven, & Divett, 2014).

Terkait dengan turbin *vertical axis* yang akan diaplikasikan untuk meng-esktrak energi alam, beberapa riset telah dilakukan sebelumnya, salah satunya adalah studi eksperimental mengenai turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade* (Manggala, 2015). Penelitian ini menggunakan kombinasi *foil (cascade)* antara mekanisme *fixed pitch* dan *passive-variable pitch* dengan menggunakan variasi susunan *blade cascade*. Jumlah *blade* yang banyak akan meningkatkan luas sapuan turbin, yang berakibat pada meningkatnya nilai torsi dan menurunnya nilai rpm. Sedangkan penelitian tentang perubahan dimensi turbin arus laut, juga telah dilakukan dengan menggunakan pendekatan *non-dimensionless*, yaitu teori *Phi-Buckingham* (Gangga, 2015). Dengan menggunakan simulasi CFD, dilakukan simulasi turbin jenis *V-Straight* dan *V-Helical*. Variasi perbesaran dimensi 1 kali, 2 kali, 3 kali, 4 kali serta variasi kecepatan aliran mulai dari 0,5 m/s – 2 m/s. Hasil dari simulasi pada CFD menunjukkan bahwa hubungan gaya turbin yang sebanding dengan kuadrat perubahan kecepatan aliran dan kuadrat perbesaran dimensi, dan torsi turbin yang sebanding dengan kuadrat perubahan kecepatan aliran dan pangkat tiga perbesaran dimensi.

Dalam instalasi suatu pembangkit tenaga arus laut maupun turbin angin, selain pemilihan jenis turbin, juga perlu diperhatikan mengenai susunan *array* turbin. Perputaran turbin menyebabkan munculnya *vortex* di area sekitar turbin, baik di daerah kiri, kanan maupun belakang turbin. Ketika beberapa turbin disusun dalam suatu *array*, maka akan muncul interaksi *vortex*. Interaksi tersebut terutama terjadi pada turbin yang saling berdekatan (Conzemius, 2010). Interaksi antar *vortex* turbin dapat menimbulkan efek baik namun juga dapat menimbulkan efek buruk. Efek buruk ini dapat dikurangi dengan peningkatan TSR (*Tip speed Ratio*) dan ketika sudut datang arus kecil (Ye Li & Calisal, 2009). Efek buruk tersebut ditandai dengan penurunan performansi turbin, sehingga dibutuhkan konfigurasi turbin yang tepat agar turbin tetap dapat beroperasi dengan optimal. Selain TSR dan sudut datang arus, beberapa faktor lain yang mempengaruhi performansi turbin dalam *array* adalah ukuran *array*, posisi turbin dalam *array* dan arah rotasi turbin dalam *array* (Wei Yuan, Ozbey, Wei Tian, & Hui Hu, 2013). Nilai ini tergantung pada jarak antar turbin dan konfigurasi turbin. Informasi mengenai karakteristik aliran dan interaksi aliran di sekitar turbin sangat dibutuhkan untuk menyusun konfigurasi *array* turbin yang memiliki efisiensi tinggi.

Penelitian yang mengkaji mengenai efek arah rotasi turbin terhadap performansi turbin dalam *array* banyak dilakukan untuk turbin jenis HAT, namun belum dilakukan untuk jenis turbin VAT (*Vertical Axis Turbine*). Tidak semua konsep mengenai turbin HAT dapat diterapkan secara langsung pada VAT, sehingga menyebabkan ketidaksesuaian fenomena serta model untuk analisa dan desain (Borg, Shires, & Collu, 2014). Pada penelitian ini bertujuan untuk menginvestigasi pengaruh perubahan dimensi geometri turbin serta konfigurasi pemasangan turbin *co-rotating* dan *counter rotating* terhadap performansi turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade*.

1.2. Rumusan Masalah

Merujuk pada latar belakang yang telah dijabarkan di atas, rumusan masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang perbesaran dimensi dari turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade* dan bagaimana pengaruhnya terhadap performansi turbin?
2. Bagaimana pengaruh dari konfigurasi *counter-rotating* turbin pada terhadap performansi turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade*

1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Perancangan menggunakan turbin *vertical axis straight-blade cascade*
2. *Hydrofoil* yang digunakan adalah seri NACA 0018
3. Arus yang digunakan untuk proses pengambilan data adalah arus pada kanal terbuka,

1.4. Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dengan penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Membuat rancangan perbesaran dimensi dari turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade* dan menganalisis pengaruhnya terhadap performansi turbin
2. Menganalisis pengaruh dari konfigurasi *counter-rotating* turbin pada terhadap performansi turbin arus laut *vertical axis straight blade cascade*

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Pemanfaatan Energi Arus Laut

Daya yang dihasilkan oleh aliran air dapat diperoleh dari beberapa faktor. Dari faktor – faktor yang ada maka dapat dibuat relasi untuk daya air dengan substitusi antara persamaan energi kinetik dan persamaan massa jenis yang dijabarkan sebagai berikut:

$$Ek = \frac{1}{2} mv^2 \quad (2.1)$$

$$Ek = \frac{1}{2} \rho V v^2 \quad (2.2)$$

$$Ek = \frac{1}{2} \rho A S v^2 \quad (2.3)$$

$$\frac{Ek}{t} = \frac{1}{2} \rho A \frac{S}{t} v^2 \quad (2.4)$$

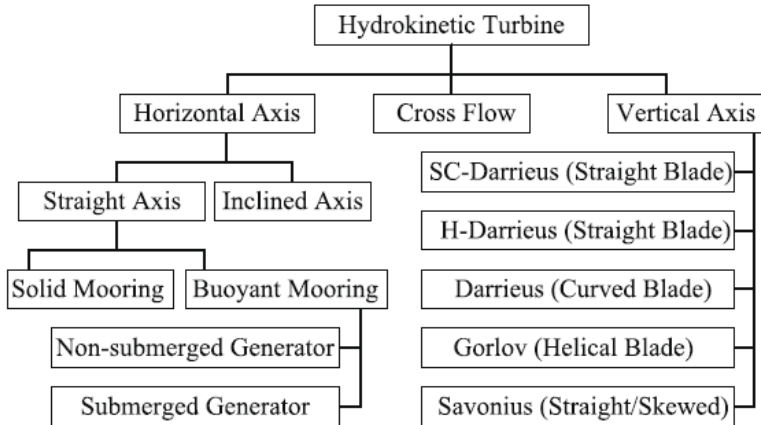
$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (2.5)$$

Faktor pertama yang mempengaruhi daya yang dihasilkan air mengalir adalah kecepatan aliran (v), yang kedua adalah luas penampang (A), dan massa jenis air (ρ) dimana massa jenis untuk air tawar adalah 1000 kg/m^3 dan untuk air laut adalah 1030 g/cm^3 .

2.2. Turbin Hidrokinetik

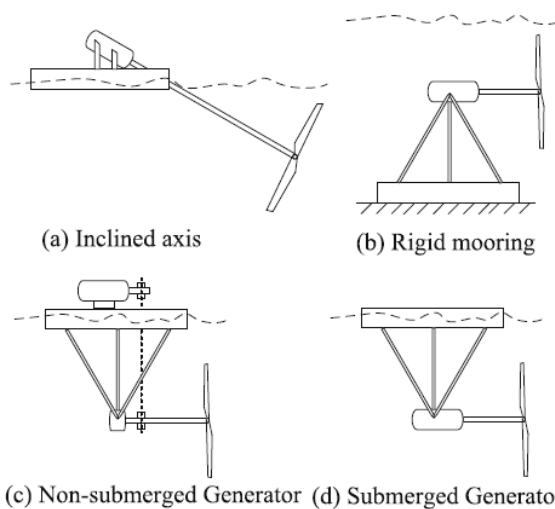
Energi kinetik arus air (*hydrokinetic energy*) dapat ditemukan pada arus sungai dan arus laut. Teknologi untuk mengkonversi energi kinetik pada arus sungai maupun arus laut untuk menjadi energi mekanik putaran adalah turbin arus air atau turbin hidrokinetik. Teknologi turbin hidrokinetik banyak diadopsi dari konsep dan desain turbin angin (Khan, 2009). Berdasarkan sumbu putarnya, turbin hidrokinetik dibagi menjadi

3 jenis yaitu horizontal aksis, vertikal aksis, dan turbin crossflow. Berikut ialah klasifikasi turbin hidrokinetik.

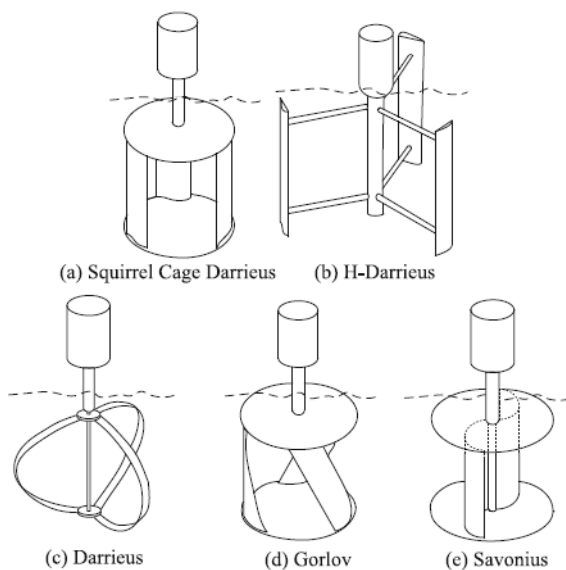


Gambar 2.1 Klasifikasi Turbin Hidrokinetik (Khan, 2009)

Turbin horizontal aksis memiliki sumbu putar yang sejajar dengan arah arus air dan bekerja menggunakan rotor berbentuk *propeller*. Gambar 2.1 menunjukkan jenis-jenis pemasangan turbin horizontal aksis. Sedangkan turbin vertikal aksis memiliki sumbu putar tegak lurus dengan arah arus air. Gambar 2.6 menunjukkan tipe-tipe turbin vertikal aksis.



Gambar 2.2 Jenis-jenis pemasangan Turbin Horizontal Aksis (Khan, 2009)



Gambar 2.3 Tipe Turbin Vertikal Aksis (Khan, 2009)

Masing – masing jenis turbin tersebut memiliki beberapa kelebihan dan kekurangan. Turbin sumbu horizontal memiliki kelebihan efisiensi yang lebih tinggi, memiliki kemampuan *self starting* yang lebih besar, memiliki rasio biaya terhadap daya yang dihasilkan lebih rendah sedangkan kekurangannya yaitu mengharuskan pemasangan generator dan gearbox dekat dengan rotor sehingga membuat perawatan yang lebih sulit dan memerlukan bagian tambahan seperti ekor / *tail fin* yang digunakan untuk mengarahkan turbin ketika arah aliran fluida berubah (Zobaa, 2011).

Turbin sumbu vertikal memiliki kelebihan yaitu kemudahan dalam perawatan karena generator dan gearbox dapat diletakkan jauh dari rotor turbin atau berada dipermukaan air laut, lalu dapat menerima arah aliran fluida dari mana saja (*omni directional*), dapat beroperasi pada aliran fluida yang rendah, dan desain blade yang sederhana sehingga biaya fabrikasi blade dapat diminimalkan. Kekurangan turbin sumbu vertical adalah tidak memiliki kemampuan *self starting* atau kemampuan *self starting* yang buruk, sehingga dapat mengakibatkan *blade* pada turbin menjadi patah dan menimbulkan getaran pada *blade*, lalu kekurangan lainnya turbin sumbu vertikal memiliki efisiensi yang rendah serta susah untuk mengendalikan kecepatan blade yang terlalu tinggi (Zobaa, 2011).

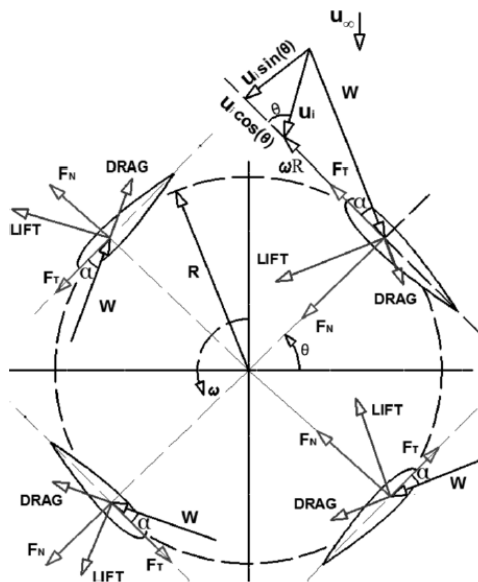
2.3.1 Prinsip Kerja Turbin *Darrieus*

Turbin jenis *Darrieus* ini didesain oleh seorang ilmuwan Perancis bernama George Jean Marie Darrieus. Darrieus pertama kali mematenkannya pada tahun 1931. Turbin yang dipatenkan merupakan turbin jenis *curved bladed* dan *straight blade Vertical Axis Wind Turbine*. Turbin *darrieus* merupakan turbin jenis vertical.

Turbin *vertical Axis Darrieus* merupakan turbin jenis *lift* yang menggunakan *blade* untuk menghasilkan gaya angkat. Turbin jenis darrieus dapat mengubah torsi ketika *blade* bergerak relatif lebih cepat terhadap aliran yang datang dan beroperasi pada TSR sampai mendekati 4, sehingga memiliki efisiensi yang lebih

besar daripada turbin yang memanfaatkan gaya *drag*. Prinsip kerja turbin ini arah arus datang dari depan rotor baling-baling. Ketika pergerakan rotor lebih cepat menyamai dengan kecepatan angin yang tak terganggu yaitu rasio kecepatan *blade* dengan kecepatan angin bebas, $TSR > 4$.

Blade pada turbin Darrieus akan berotasi dan terjadi perubahan aliran relatif. Pada sudut serang yang kecil gaya angkat kecil yang dihasilkan *blade* akan memiliki komponen tangensial pada arah rotasi. Karena sudut serang yang berosilasi maka *blade* pada turbin tipe darrieus selalu menghasilkan gaya yang berfluktuasi, bahkan dalam kondisi yang ideal.



Gambar 2. 4 Prinsip Turbin Sumbu vertikal *Darrieus*

2.3. Gaya *lift* dan Gaya *Drag*

Ketika sebuah benda apapun bergerak melalui sebuah fluida, suatu interaksi antara benda dengan fluida terjadi. Efek ini dapat digambarkan dalam bentuk gaya-gaya pada pertemuan antar-muka fluida benda. Hal ini dapat digambarkan dalam tegangan –

tegangan geser dinding, τ_w , akibat efek viskos dan tegangan normal akibat tekanan, p . Distribusi tegangan geser dan tekanan ditunjukkan pada Gambar 2.1 (a) dan 2.1 (b). Baik τ_w dan p bervariasi besar dan arahnya disepanjang permukaan.

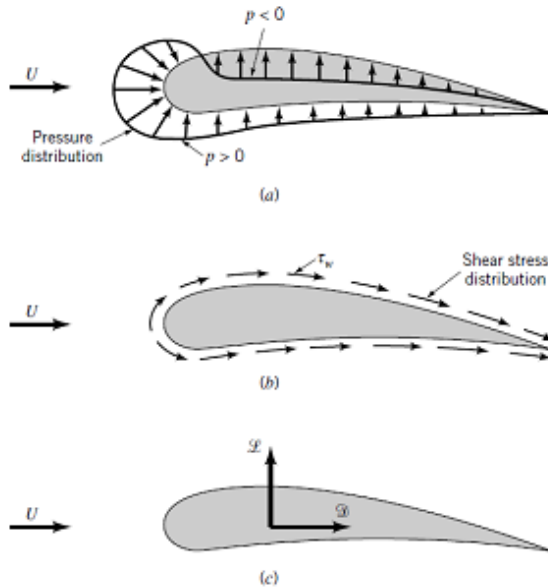
Seringkali berguna jika diketahui distribusi terperinci dari tegangan geser dan tekanan di seluruh permukaan benda, meskipun informasi tersebut sulit untuk didapatkan. Namun demikian, seringkali yang diperlukan hanya efek resultan secara keseluruhan. Gaya resultan dengan arah yang sama (sejajar) dengan kecepatan fluida disebut sebagai gaya hambat (*drag*), D_r , dan gaya resultan yang tegak lurus terhadap arah kecepatan fluida disebut sebagai gaya angkat (*lift*), L , seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 (c). Untuk beberapa benda tiga dimensi, mungkin juga terdapat sebuah gaya samping yang tegak lurus terhadap bidang yang memuat D_r dan L .

Resultan dari tegangan geser dan distribusi tekanan dapat diperoleh dengan mengintegrasikan pengaruh-pengaruh dari kedua besaran ini pada permukaan benda seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 2.2. Komponen x dan y dari gaya fluida pada elemen luas kecil sebesar dA adalah

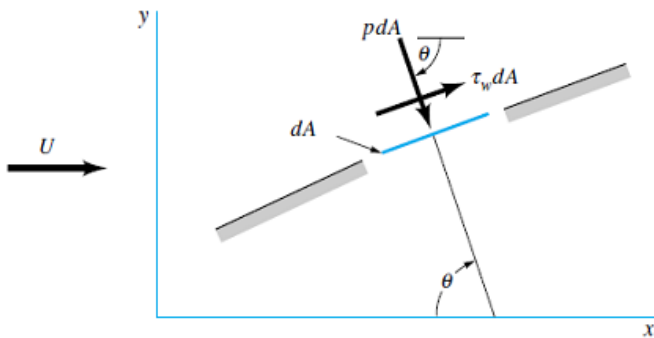
$$dF_x = (pdA) \cos\theta + (\tau_w dA) \sin\theta \quad (2.6)$$

dan

$$dF_y = -(pdA) \sin\theta + (\tau_w dA) \cos\theta \quad (2.7)$$



Gambar 2.5 Gaya-gaya dari fluida di sekeliling pada sebuah benda dua dimensi: (a) gaya tekanan (b) gaya viskos (c) gaya resultan (*lift* dan *drag*) (Munson, 2002)



Gambar 2.6 Gaya tekanan dan gaya geser pada sebuah elemen kecil dari permukaan sebuah benda (Munson, 2002)

Jadi, komponen x dan y netto dari gaya pada benda adalah

$$D_r = \int dF_x = \int p \cos\theta \, dA + \int \tau_w \sin\theta \, dA \quad (2.8)$$

dan

$$L = \int dF_y = - \int p \sin\theta \, dA + \int \tau_w \cos\theta \, dA \quad (2.9)$$

Tentu saja untuk melakukan pengintegralan dan menentukankan *lift* dan *drag*, harus diketahui terlebih dahulu bentuk benda (yaitu, θ sebagai suatu fungsi dari lokasi di sepanjang benda) dan distribusi dari τ_w dan p di sepanjang permukaan. Distribusi – distribusi ini seringkali sangat sulit didapatkan, baik secara eksperimental maupun secara teoritis. Distribusi tekanan dapat diperoleh secara eksperimental tanpa banyak kesulitan dengan menggunakan serangkaian tap tekanan statis di sepanjang permukaan benda. Akan tetapi, sangat sulit untuk mengukur distribusi tegangan geser dinding.

Tegangan geser maupun tekanan sama-sama memberikan kontribusi terhadap *lift* dan *drag*, karena untuk sembarang benda θ tidak nol ataupun 90° pada benda. Pengecualian adalah pelat datar yang diatur baik sejajar terhadap aliran fluida ($\theta=90^\circ$) atau tegak lurus terhadap aliran fluida ($\theta=0$).

Meskipun persamaan 2.8 dan 2.9 berlaku untuk benda apapun, kesulitan dalam pemakaiannya terletak pada bagaimana mendapatkan distribusi tegangan geser dan tekanan yang sesuai pada permukaan benda. Banyak sekali upaya telah dilakukan dalam menentukan besaran-besaran ini, tetapi karena berbagai kerumitan yang terlibat, informasi mengenai hal tersebut hanya tersedia untuk beberapa kondisi sederhana.

Tanpa informasi terperinci yang berkaitan dengan distribusi tegangan geser dan tekanan pada benda, persamaan 2.8 dan 2.9 tidak dapat digunakan. Alternatif yang banyak digunakan adalah dengan mendefinisikan koefisien *lift* dan *drag* yang tak berdimensi dan menentukan nilai-nilai perkiraannya dengan cara-cara tertentu, baik menggunakan analisis yang disederhanakan, atau dengan beberapa teknik numerik, atau eksperimen yang sesuai. *Koefisien lift*, C_L dan *koefisien drag*, C_D , didefinisikan sebagai (Munson, 2002) :

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (2.10)$$

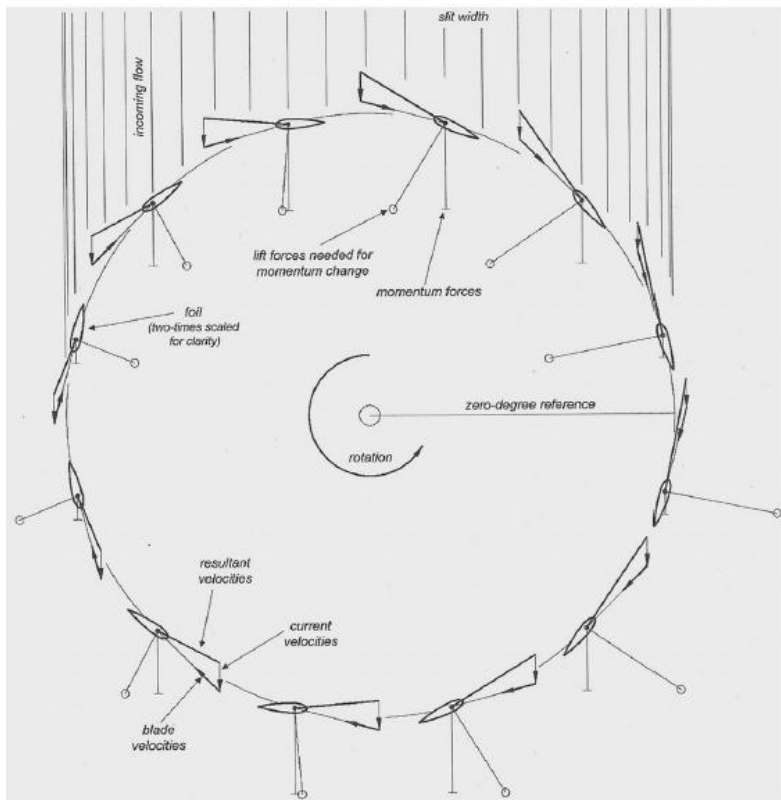
$$C_D = \frac{D_r}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (2.11)$$

Ketika suatu benda padat ditempatkan dalam suatu aliran fluida akan dihasilkan gaya *lift*/angkat dan gaya *drag*/seret. Gaya *lift*/angkat dihasilkan oleh perubahan aliran disekitar foil. Gaya angkat terjadi ketika tekanan udara dibawah sayap/*airfoil* lebih tinggi daripada tekanan udara diatas sayap/*airfoil*. Fase ini menyebabkan perbedaan tekanan udara yang kemudian mengalir dari permukaan bawah sayap, sekitar ujung sayap menuju permukaan atas sayap. Gaya aerodinamis total pada umumnya terdiri dari dua komponen, yakni gaya angkat dan gaya seret. Didefinisikan bahwa komponen yang sejajar terhadap aliran adalah gaya dorong/*drag*, sedangkan komponen yang tegak lurus terhadap aliran adalah gaya angkat (Setiaji, 2011).

Setiap *foil* / *blade* turbin yang terkena aliran fluida akan mengalami gaya *lift* dan gaya *drag*. Desain *foil* akan disesuaikan tergantung gaya manakah yang lebih banyak dimanfaatkan. Berdasarkan cara kerjanya, turbin *Vertical Axis* dibagi menjadi 2 jenis, yaitu *lift device* dan *drag device*. Turbin Darrieus dan Gorlov termasuk dalam turbin *lift device*. Sedangkan Turbin Savonius dan Turbin Hunter termasuk dalam turbin *drag device*.

Turbin tipe *drag device* memiliki *blade* berukuran lebar untuk menangkap arus. Turbin tipe ini menggunakan salah satu sisi *blade* (*blade* yang searah dengan arah arus) yang memiliki desain koefisien *drag* tinggi, sedangkan sisi yang lain (*blade* yang berlawanan dengan arah arus) digunakan *blade* dengan desain koefisien *drag* yang rendah. Dengan cara ini gaya dorong / gaya *drag* pada sisi *blade* yang searah dengan arah arus lebih besar daripada sisi *blade* yang berlawanan dengan arah arus. Sehingga torsi yang bernilai positif dapat dihasilkan dan turbin dapat berputar. Turbin tipe *drag device* memiliki RPM dan efisiensi yang rendah karena *blade* tidak dapat bergerak lebih cepat daripada arus (Hantoro, 2011).

Sedangkan turbin tipe *lift device*, seperti Turbin Heliks dan Turbin Darrieus memanfaatkan *blade / foil* yang berbentuk airfoil untuk menghasilkan gaya *lift* / gaya angkat. Turbin tipe ini mampu mengkonversi gaya angkat *blade / foil* menjadi torsi positif (dalam bentuk putaran turbin). *Blade / foil* turbin tipe *lift device* akan bergerak lebih cepat daripada arus. Dengan demikian turbin tipe *lift device* memiliki efisiensi yang lebih tinggi daripada *drag device* (Hantoro, 2011). Berikut ialah gaya *lift* yang terjadi pada turbin Vertikal Aksis.



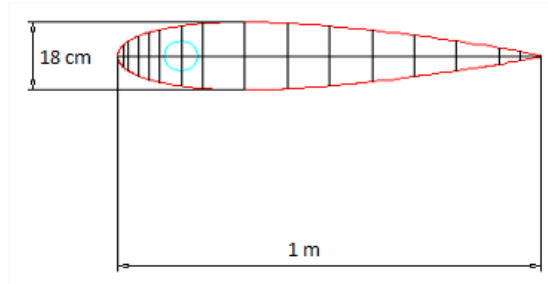
Gambar 2.7 Gaya *lift* pada Turbin Vertikal Aksis (Lazauskas, 2012)

2.4. NACA Airfoil

Airfoil dalam bahasa Inggris adalah suatu bentuk sayap atau pisau (baling-baling, rotor atau turbin). Sebuah benda berbentuk *airfoil* bergerak melalui fluida menghasilkan gaya aerodinamis. Komponen gaya tegak lurus terhadap arah gerakan disebut gaya angkat. Komponen yang sejajar arah gerak disebut gaya tarik. Foil dari fungsi serupa yang dirancang untuk digunakan pada air sebagai fluida kerjanya disebut *hydrofoil*. NACA *airfoil* adalah bentuk sayap pesawat terbang yang dikembangkan oleh Komite Penasihat Nasional untuk Aeronautika (NACA). Bentuk *airfoil* dijelaskan menggunakan serangkaian digit mengikuti kata NACA. Parameter dalam kode numerik dapat dimasukkan kedalam persamaan untuk mendapatkan penampang *airfoil* dan menghitung sifat-sifat dari *airfoil* itu sendiri.

NACA 4 digit mendefinisikan profil sebagai berikut, satu digit awal merepresentasikan maksimum *camber* sebagai persentase dari panjang *chord*. Digit kedua menggambarkan jarak maksimum *camber* dari *airfoil leading edge* dalam puluhan persentase dari *chord*. Dua digit terakhir menggambarkan persentase ketebalan maksimum dari *chord*.

NACA 0018 simetris dengan 00 menunjukkan bahwa *airfoil* ini tidak memiliki *camber*. Angka 18 menunjukkan besarnya persentase ketebalan dari panjang *chord*. Profil *airfoil* NACA simetris ditunjukkan pada gambar 10 dibawah ini.



Gambar 2. 8 Salah satu bentuk Geometri 0018 (R. Gerakopulos, 2010)

Dalam perkembangannya, terutama eksperimental aerodinamik, gaya-gaya maupun momen aerodinamik lebih banyak dinyatakan dalam koefisien tak berdimensi (*dimensionless coefficient*). Untuk itu dikenal lebih dahulu mengenai *dynamic pressure* dari *free stream*[13].

$$q_{\infty} = \frac{1}{2} \rho v_{\infty}^2 \quad (2.12)$$

Disamping q_{∞} , dikenal juga apa yang disebut panjang dan luasan karakteristik (*characteristic surface/characteristic length*). Beberapa koefisien dari gaya dan momen didefinisikan sebagai berikut :

$$\text{Lift coefficient: } C_L = \frac{L}{q_{\infty}} \cdot S \quad (2.13)$$

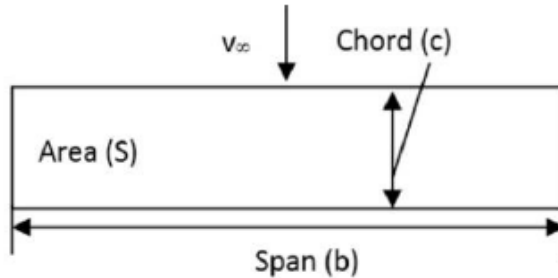
$$\text{Drag coefficient: } C_D = \frac{D}{q_{\infty}} \cdot S \quad (2.14)$$

$$\text{Normal force coefficient: } C_N = \frac{N}{q_{\infty}} \cdot S \quad (2.15)$$

$$\text{Axial force coefficient: } C_A = \frac{A}{q_{\infty}} \cdot S \quad (2.16)$$

$$\text{Momen coefficient: } C_M = \frac{M}{q_\infty} \cdot S \quad (2.17)$$

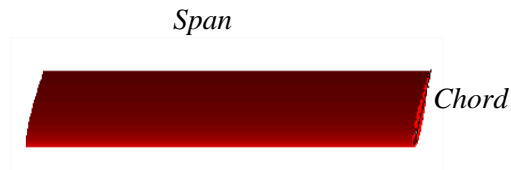
Contoh panjang dan luasan permukaan karakteristik:



Gambar 2. 9 Luasan permukaan karateristik

2.5. Aspect Ratio Turbin

Dalam aerodinamika, *aspect ratio* dari *blade* adalah perbandingan antara panjang *foil* dengan panjang *blade*. Sebuah *aspect ratio* yang tinggi menunjukkan bahwa turbin memiliki *blade* yang panjang dan panjang *foil* yang pendek, sedangkan *aspect ratio* yang rendah menunjukkan *blade* yang pendek dengan *foil* yang panjang. Sebuah turbin akan dianggap lebih aerodinamis jika memiliki *aspect ratio* yang besar, terlebih lagi pada turbin tipe Darrieus *straight-blade*. Untuk *foil straight-blade* pada umumnya aspect ratio (AR) didefinisikan sebagai perbandingan panjang blade atau span dengan panjang *chord* pada turbin.



Gambar 2. 10 Bentuk *blade* turbin dengan *foil* NACA 0018 tampak samping (3D) (R. Gerakopulos, 2010)

$$\sigma = \frac{Ncl}{S} \quad (2.18)$$

$$C_r = \frac{c}{R} \quad (2.19)$$

$$AR = \frac{l}{c} \quad (2.20)$$

Dimana σ adalah *rotor solidity*, C_r adalah rasio *chord* ke panjang dari *blade*, AR adalah *aspect ratio blade*, N adalah banyaknya *blade*, c adalah panjang *chord*, l adalah panjang *blade*, S merupakan area sapuan turbin, dan R adalah radius maksimum turbin.

2.6. Analisis Turbin Hidrokinetik

Terdapat beberapa variabel untuk mengevaluasi sebuah Turbin Hidrokinetik. Diantaranya ialah kecepatan sudut (ω), tip speed ratio (TSR), torsi (T), *coefficient of torque* (C_t), daya mekanik, dan efisiensi.

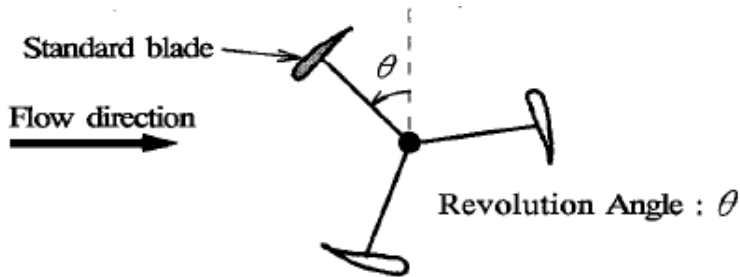
Kecepatan sudut merupakan banyaknya putaran turbin dalam satuan waktu tertentu. Kecepatan sudut turbin dapat dinyatakan dalam satuan RPM (*rotation per minute*) atau rad/s. Variabel TSR masih berhubungan dengan RPM. TSR adalah perbandingan antara kecepatan tangensial *foil* turbin dengan kecepatan arus air. Nilai TSR menyatakan seberapa cepat turbin berputar terhadap kecepatan arus tertentu. Secara matematis, TSR dinyatakan dalam persamaan berikut (Roy, 2015).

$$TSR = \frac{R\omega}{V} \quad (2.21)$$

Keterangan : TSR = tip speed ratio
 R = jari-jari turbin (m)
 ω = kecepatan sudut (rad/s)
 V = kecepatan arus air (m/s)

Torsi merupakan perkalian antara gaya dengan jari-jari turbin. Torsi dapat pula dinyatakan sebagai kekuatan turbin dalam berputar. Torsi yang digunakan dalam Tugas Akhir ini ialah torsi

start dari turbin atau biasa pula disebut dengan torsi statis. Pengukuran torsi statis dilakukan pada saat turbin tidak berputar. Alat ukur torsi (*torque wrench*) ditahan pada azimuth tertentu untuk mengukur besarnya gaya yang diberikan turbin untuk mulai berputar. Turbin vertikal aksis memiliki sudut azimuth 0° ketika *leading edge* dari *standard blade* (*blade referensi / foil referensi*) berhadapan langsung dengan arah arus. Gambar 2.15 menunjukkan besarnya azimuth (Θ) dalam turbin vertikal aksis.



Gambar 2.11 Azimuth (Θ) turbin vertikal aksis (Shiono, 2002)

Variabel *Coefficient of torque* (C_t) masih berhubungan dengan torsi turbin. *Coefficient of torque* (C_t) adalah koefisien yang menyatakan besarnya torsi suatu turbin terhadap kecepatan arus tertentu. Berdasarkan koefisien ini, peneliti dapat membandingkan besarnya torsi satu turbin dengan turbin yang lain, walaupun tipe dan dimensi turbin yang dibandingkan berbeda satu sama lain. Atau dengan kata lain variabel C_t merupakan variabel yang *comparable* untuk membandingkan besarnya torsi satu turbin dengan turbin yang lain. Secara matematis, C_t dinyatakan oleh persamaan berikut (Roy, 2015).

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV^2 R} \quad (2.22)$$

Keterangan : C_T = *coefficient of torque*
 T = torsi turbin (Nm)
 ρ = densitas dari air (kg/m^3)

A = area sapuan turbin (m^2)

untuk vertikal aksis A = diameter x tinggi

V = kecepatan arus air (m/s)

R = jari-jari turbin (m)

Daya mekanik turbin merupakan perkalian antara kecepatan sudut (rad/s) dengan torsi turbin (Nm). Semakin besar daya mekanik suatu turbin, maka potensi daya listrik yang dapat dihasilkan juga semakin besar. Sedangkan, efisiensi merupakan perbandingan antara daya mekanik (daya output turbin) dengan daya yang tersedia (daya input arus air). Daya input arus air sangat dipengaruhi oleh kecepatan arus (V). Efisiensi yang dimaksud pada Tugas Akhir ini ialah efisiensi mekanik dari turbin. Efisiensi menyatakan persentase daya mekanik (daya output turbin) yang dapat dihasilkan terhadap daya input arus air tertentu. Semakin besar efisiensi, maka semakin besar daya yang dapat dihasilkan oleh turbin tersebut. Oleh karena itu, performansi turbin direpresentasikan dalam efisiensi.

Berdasarkan variabel efisiensi, peneliti dapat membandingkan performansi satu turbin dengan turbin yang lain, walaupun tipe dan dimensi turbin yang dibandingkan berbeda satu sama lain. Atau dengan kata lain efisiensi merupakan variabel yang *comparable* untuk membandingkan besarnya performansi satu turbin dengan turbin yang lain. Efisiensi biasa pula disebut dengan *Coefficient of Power* (C_p). Secara matematis, C_p dinyatakan oleh persamaan berikut (Roy, 2015). Sedangkan efisiensi sama seperti C_p , akan tetapi dinyatakan dalam persentase.

$$P = T\omega \quad (2.23)$$

$$C_p = \frac{P}{P_{available}} = \frac{T\omega}{0,5\rho AV^3} = \frac{T}{0,5\rho AV^2 R} \cdot \frac{R\omega}{V} = C_T \times TSR \quad (2.24)$$

$$\eta = \frac{P}{P_{available}} \cdot 100\% = \frac{T\omega}{0,5\rho AV^3} \cdot 100\% \quad (2.25)$$

Keterangan : T = torsi turbin (Nm)

ω = kecepatan sudut turbin (rad/s)

ρ = densitas dari air (kg/m^3)

A = area sapuan turbin (m^2)

untuk vertikal aksis A = diameter x tinggi

V = kecepatan arus air (m/s)

R = jari-jari turbin (m)

C_T = *coefficient of torque*

TSR = *tip speed ratio*

P = daya mekanik turbin (watt)

$P_{available}$ = daya arus air (watt)

C_P = *coefficient of power*

η = Efisiensi (%)

Sebagai tambahan, terdapat pula variabel *machine Reynolds number* atau Reynold number turbin. Reynold number turbin menunjukkan jenis aliran pada turbin dengan skala/dimensi tertentu. Berikut ialah persamaan dari Reynold number turbin (Niblick, 2012).

$$Re_{turbin} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (2.26)$$

Keterangan : Re_{turbin} = Reynold number turbin

V = kecepatan arus (m/s)

D = diameter turbin (m)

ν = viskositas kinematik dari fluida (m^2/s)

2.7 Farm Efficiency

Untuk mendapatkan kapasitas produksi listrik yang diinginkan, suatu pembangkit listrik tenaga arus laut didesain dalam bentuk *array* turbin. Energi yang dapat diekstrak dari kanal dibatasi oleh dinamika dari ombak dan arus laut. Total energi ini dipengaruhi oleh kapasitas produksi dari masing-masing turbin. Turbin yang terdapat pada *array* yang luas memiliki karakteristik yang berbeda dengan *stand-alone turbine (isolated-turbine)*. Terdapat hubungan yang rumit antar turbin dalam suatu *array*.

Besarnya energi yang dihasilkan oleh masing-masing turbin dipengaruhi oleh ukuran *array*, posisi turbin dalam *array* dan kanal tempat turbin tersebut dipasang. Energi yang dihasilkan oleh masing-masing turbin menentukan jumlah turbin yang harus dipasang untuk memenuhi kapasitas produksi total, serta berpengaruh terhadap biaya pembangunan *array*.

Efisiensi dari suatu *array* disebut sebagai *farm efficiency*. *Farm-efficiency* menunjukkan kemampuan *array* dalam mengekstrak potensi yang ada dalam kanal. *Farm efficiency* dapat dinyatakan sebagai proporsi potensi kanal yang mampu diekstrak oleh *array*. Hal ini menunjukkan efektifitas *array* dalam memanfaatkan potensi dari kanal. Menurut Ye Li, *farm efficiency* merupakan perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh *array* dengan daya dari N kali *isolated-turbine*. Dimana N merupakan jumlah turbin dalam *array* (Chen, Chen, Huang, & Hwang, 2016). *Isolated-turbine* juga sering disebut sebagai *stand-alone turbine* (turbin tunggal). Secara matematis, perhitungan *farm-efficiency* ditunjukkan oleh persamaan dibawah ini.

$$\eta = \frac{P_{farm}}{P_{ref.farm}} \quad (2.27)$$

$$P_{ref.farm} = N.P_s \quad (2.28)$$

$$P_{farm} = \sum_i^N P_i \quad (2.29)$$

2.8 Blockage Effect

Blockage ratio adalah rasio dari diameter rotor turbin dengan diameter kanal (Willden & Schluntz, 2015). Pada kasus pengujian turbin pada kanal, efek dari *blockage* untuk turbin angin dan *hidrokinetik* adalah sama, baik untuk *wind tunnel* atau kanal air (Kinsey & Dumas, 2017).

Pada pengujian turbin angin di *wind tunnel*, efek *blockage* merupakan salah satu parameter penting dalam menganalisis performansi turbin sumbu vertikal, dimana *blockage* akan menimbulkan efek yang buruk ketika *wind tunnel* bekerja pada kecepatan aliran yang rendah (Ross, 2010). Nilai dari *blockage* rasio harus kurang dari 7,5%. Jika nilai *blockage* rasio lebih dari 7,5% maka aliran pada sekitar model akan mengalami percepatan. Gaya aerodinamik *drag* akan timbul dan mempengaruhi aerodinamik model (Cengel & Cimbala, 2006).

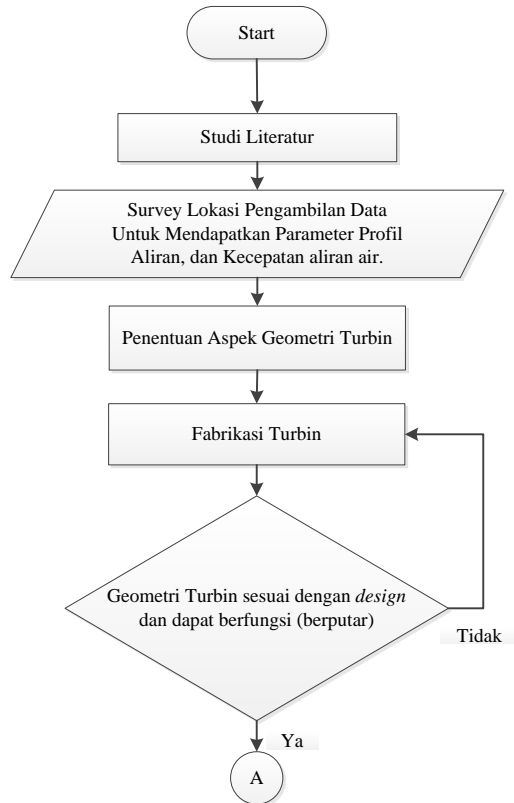
Halaman Ini Sengaja dikosongkan

BAB III

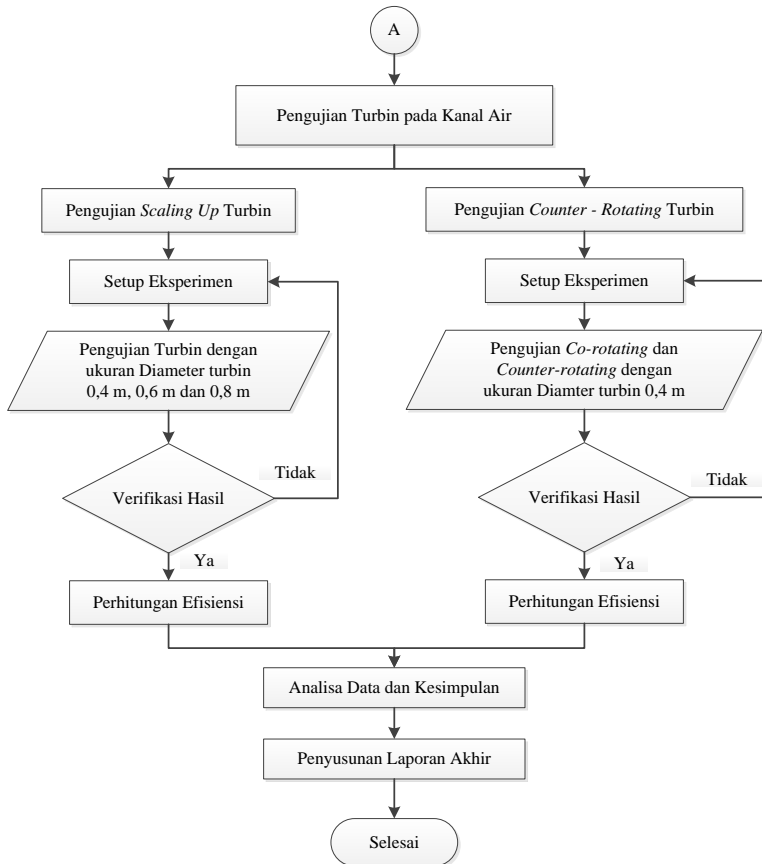
METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Diagram Alir Penelitian

Berikut adalah diagram alir penelitian ini.



Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3. 2 Diagram Alir Penelitian

Penjelasan tentang *flowchart* pengerjaan tugas akhir ini, antara lain adalah sebagai berikut:

3.2. Studi Literatur

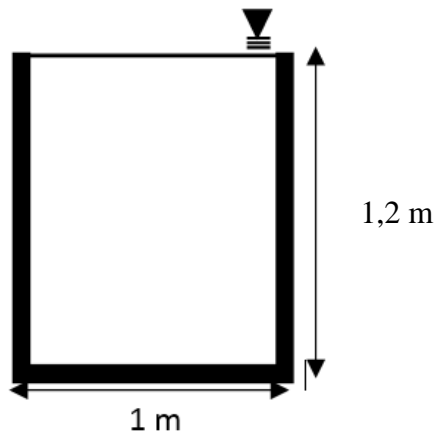
Pada bagian studi literature penulis akan melakukan studi literature dari penelitian – penelitian yang telah dilakukan terkait dengan pembangkit listrik tenaga arus laut, khususnya mengenai turbin arus laut sumbu vertikal. Referensi yang dipelajari antara

lain terkait dengan jenis turbin hidrokinetik, Turbin Darrieus, dan parameter desain Turbin Darrieus. Referensi diperlukan juga untuk mempelajari tentang jumlah *arm*/lengan turbin (n), aspek rasio (AR), serta tipe *foil* terhadap performansi Turbin *Darrieus*. Selain itu, perlu dipelajari juga tentang analisis turbin hidrokinetik. Serta juga dipelajari mengenai penelitian terkait perbesaran dimensi turbin dan konfigurasi *counter-rotating*

3.3. Lokasi Pengambilan Data

Pengambilan data turbin dilakukan pada dua lokasi yang berbeda. Pengambilan data aspek perbesaran dimensi turbin dilakukan di kanal air terbuka PDAM Kota Pasuruan, sedangkan pengambilan data aspek konfigurasi *counter-rotating* dilakukan di Laboratorium Hidrodinamika Teknik Kelautan FTK ITS.

Pengambilan data aspek perbesaran dimensi turbin dilakukan pada kanal air terbuka PDAM Kota Pasuruan. Tepatnya pada saluran keluaran mata air umbulan, Kabupaten Pasuruan Jawa Timur. Lebar saluran sebesar 1 m dan kedalaman saluran sebesar 1,75 m.



Gambar 3.3 Lebar dan kedalaman saluran keluaran mata air Umbulan, Kabupaten Pasuruan, Jawa Timur



Gambar 3. 4 Kanal Air terbuka PDAM Kota Pasuruan

Pengambilan data kecepatan aliran menggunakan alat ukur arus air seri CM-1BX merk *Dentan*. Metode penggunaan alat ukur ini dengan memasukkan sensor kedalam air, kemudian pada panel alat ditekan tombol *down*, setelah alat melakukan *sampling* data, maka kecepatan aliran akan muncul pada *display* alat.



Gambar 3. 5 Alat Ukur Arus Air Seri CM-1BX merk *Dentan*

Pengambilan data aspek konfigurasi *counter-rotating* dilakukan di Laboratorium Hidrodinamika Teknik Kelautan FTK ITS. Fasilitas penelitian tentang hidrodinamika ini mempunyai kolam air dengan panjang 50 m, lebar 3 m dan kedalaman 2 m.



Gambar 3. 6 Laboratorium Hidrodinamika.

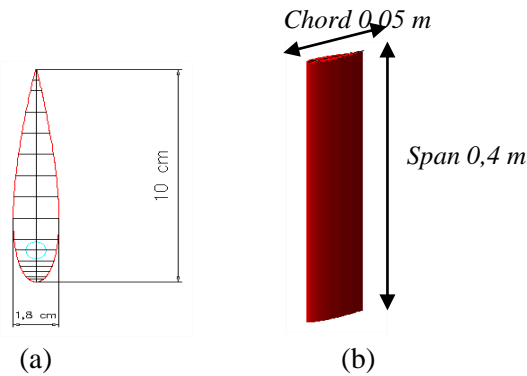
3.4. Geometri Turbin

Untuk keperluan pengujian perbesaran dimensi turbin, terdapat tiga buah ukuran turbin yang akan difabrikasi, yaitu turbin dengan diameter 0,4 m, 0,6 m dan 0,8 m. Untuk keperluan pengujian pengaruh konfigurasi pemasangan *counter-rotating* turbin, dibutuhkan dua turbin dengan ukuran dimensi turbin 40 cm². Kedua pengujian tersebut menggunakan turbin arus laut vertical axis *straight blade cascade* dengan mekanisme *fixed-pitch* dan *passive-pitch* pada *blade* terluar. *Hydrofoil* yang digunakan adalah NACA 0018.

Geometri turbin yang dibuat, turbin berdimensi 0,4 m dengan aspek rasio 1 : 8 (Manggala, 2015). Dengan adanya perbesaran dimensi turbin, maka geometri turbin akan berubah konstan dengan perbandingan panjang *chord* dan panjang *blade span* 1 : 8. Ukuran turbin yang akan difabrikasi dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

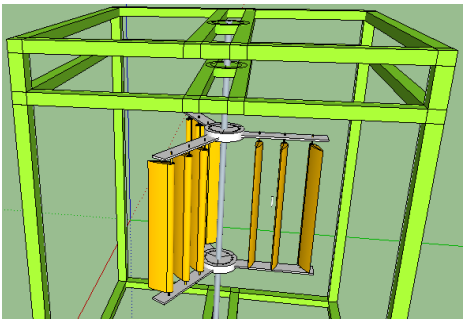
Tabel 3. 1 Geometri Turbin

Parameter	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
Diameter Arm (m)	0,4	0,6	0,8
Blade Span (m)	0,4	0,6	0,8
Chord Airfoil (m)	0,05	0,075	0,1
Chord Thickness (m)	0,009	0,0135	0,018

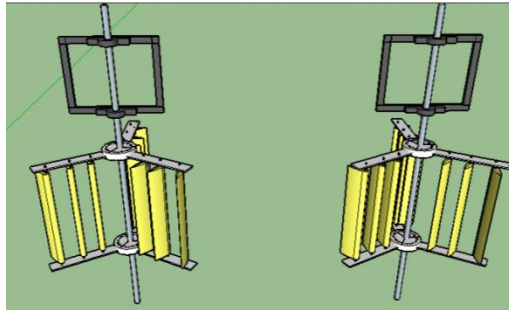


Gambar 3. 7 (a) Geometri airfoil NACA0018 (b) Rasio geometri 1 : 8 pada blade

Berikut ilustrasi turbin yang dibuat pada *software* desain *sketchup*.



Gambar 3. 8 Desain Turbin untuk Pengujian Perbesaran Dimensi Turbin



Gambar 3. 9 Desain Turbin untuk Pengujian Konfigurasi *Counter-Rotating* Turbin

3.5. Fabrikasi Turbin

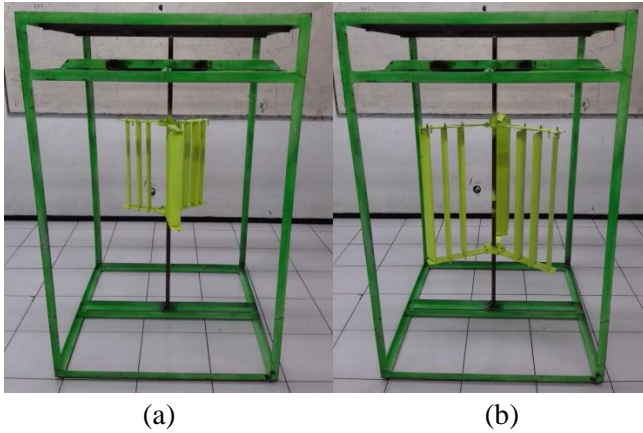
Dalam tahap fabrikasi turbin, langkah awal yang harus dilakukan adalah membuat *hydrofoil*. *Hydrofoil* dibuat menggunakan material plat besi yang dilapisi dengan komposit fiber dengan resin, bentuk dari *hydrofoil* berbentuk simetris dengan profil NACA 0018.



Gambar 3. 10 Pembuatan *Hydrofoil*

Dalam tugas akhir ini akan dibahas mengenai pengaruh perbesaran dimensi turbin, maka dibutuhkan sebanyak tiga turbin sumbu vertikal *cascade* diameter 0,4 m, 0,6 m dan 0,8 m, dengan total *hydrofoil* berjumlah 27 buah. Untuk penelitian dengan aspek konfigurasi *counter-rotating*, maka dibutuhkan dua buah turbin sumbu vertikal *cascade* dengan diameter 0,4 m.

Berikut merupakan gambar dari hasil fabrikasi turbin untuk pengujian perbesaran dimensi turbin dan konfigurasi *counter-rotating* turbin.



Gambar 3. 11 Variasi Perbesaran Dimensi Turbin (a) Diameter 0,4 m, (b) Diameter 0,6 m, (c) Diameter 0,8 m



Gambar 3. 12 Turbin untuk Pengujian Aspek Konfigurasi *Counter-Rotating*

3.6. Set Up Eksperimental dan Pengambilan Data

Pengambilan data turbin dilakukan pada kanal air terbuka. Terdapat dua buah pengujian, yaitu pengujian turbin untuk aspek perbesaran dimensi turbin dan pengujian turbin aspek konfigurasi *counter-rotating* turbin.

3.6.1 Set Up Eksperimental dan Pengambilan Data Perbesaran Dimensi Turbin

Pengujian perbesaran dimensi turbin dilakukan dengan menggunakan variasi ukuran dimensi turbin yang telah difabrikasi, yaitu turbin dengan diameter 0,4 m, 0,6 m dan 0,8 m. Masing-masing dimensi turbin akan diuji dengan tiga variasi kecepatan aliran yang berbeda, dan akan didapatkan data mekanik turbin berupa rpm dan torsi.



Gambar 3. 13 Turbin direndam pada Kanal Air

Pengambilan data torsi menggunakan *Torque Wrech* seri 4603BN merek *JTN*. Pengambilan data torsi dilakukan pada 13 titik *azimuth* yang berbeda, yaitu 0° , 30° , 30° , 90° , 120° , 150° , 180° , 210° , 240° , 270° , 300° , 330° , 360° . Untuk mencari hasil torsi rata-rata yang dihasilkan turbin, hasil pengukuran torsi per sudut *azimuth* dirata-rata, sehingga didapatkan nilai torsi turbin dalam satu putaran.



Gambar 3. 14 *Torque Wrech* seri 4603BN merek *JTN*



Gambar 3. 15 Pengukuran Torsi

Sedangkan untuk pengukuran *revolution per minute* (RPM) dilakukan dengan menggunakan *tachometer*. Metode pengukuran yaitu dengan menempelkan *tachometer* pada *shaft* turbin saat turbin berputar.



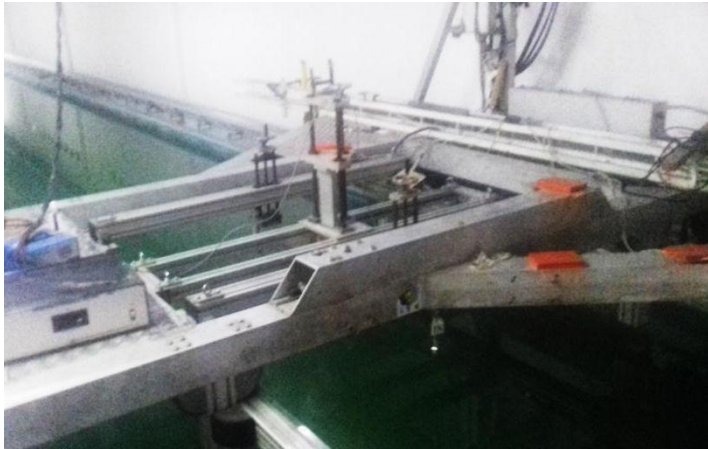
Gambar 3. 16 *Tachometer* dan Pengukuran RPM

Setelah data RPM dan torsi disetiap sudut azimuth diperoleh maka data disusun pada sebuah tabel untuk dapat diolah dan dapat dianalisa.

3.6.2 Set Up Eksperimental dan Pengambilan Data Konfigurasi *array* Turbin

Pengambilan data aspek konfigurasi *array* dilakukan dengan variasi tiga kecepatan aliran, dan tiga variasi jarak konfigurasi antar turbin. Pada pengujian ini juga didapatkan data mekanik berupa rpm dari turbin. Berikut ini merupakan penjelasan *set up* eksperimental pada Laboratorium Hidrodinamika ITS.

Simulasi kecepatan aliran pada laboratorium dilakukan dengan menggunakan kereta yang dapat diatur berjalan pada kecepatan tertentu. Pengaturan kereta dilakukan pada *control room* dengan melakukan pengaturan voltase motor kereta.



(a)



(b)

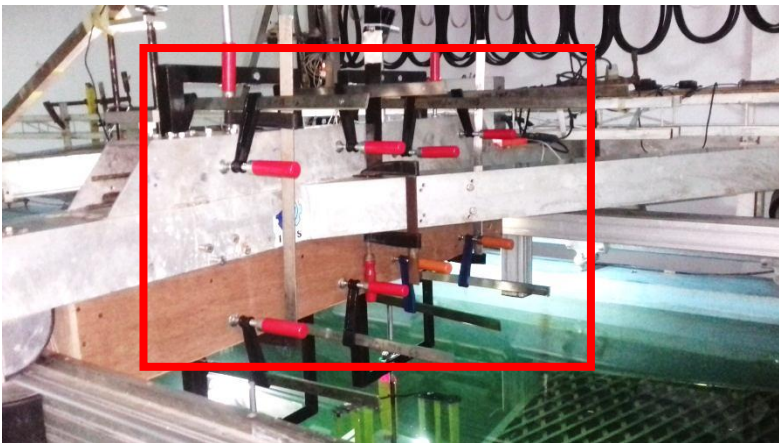
Gambar 3. 17 Kereta pada Laboratorium Hidrodinamik.
(a) Tampak Atas (b) Tampak Samping

Set up eksperimen dilakukan pada kereta tersebut. Turbin yang akan diuji digantungkan pada kereta dengan bantuan *clamp* F.



Gambar 3. 18 Clamp F

Dengan menggunakan *clamp* F tersebut, turbin dapat digantung pada kereta. Peletakan konfigurasi turbin sesuai dengan kebutuhan penelitian, yaitu variasi jarak pemasangan antar dua buah turbin dan konfigurasi putaran turbin.



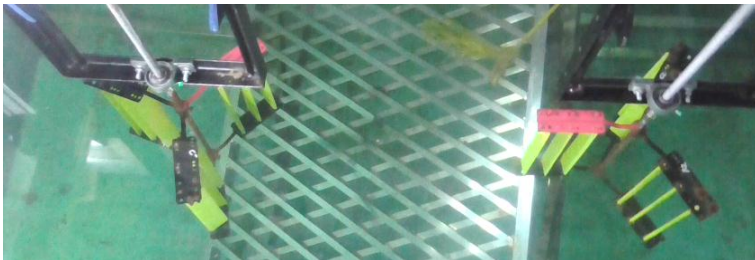
Gambar 3. 19 Pemasangan Turbin pada Kereta dengan *Clamp* F

Berikut merupakan dokumentasi turbin yang telah terpasang pada kereta dengan konfigurasi *co-rotating* turbin, jarak pemasangan 2,5 D.



Gambar 3. 20 Pemasangan Turbin pada Kereta

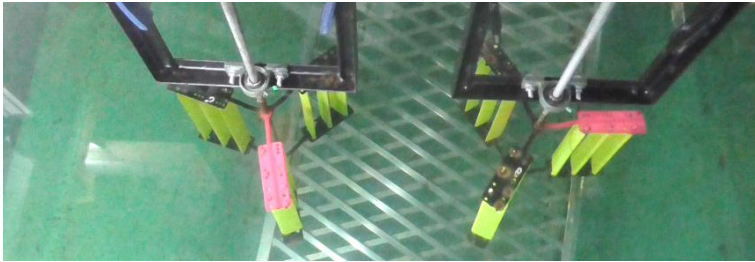
Berikut merupakan dokumentasi pemasangan turbin pada kereta dengan variasi jarak pemasangan antar turbin.



(a)



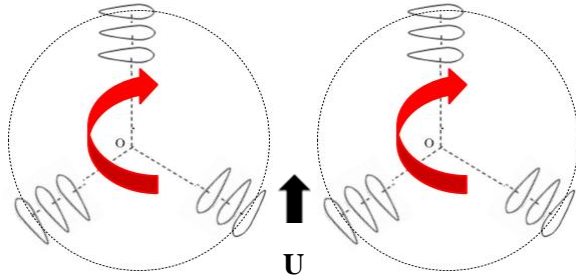
(b)



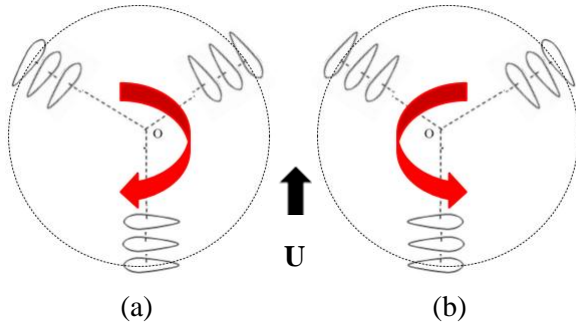
(c)

Gambar 3. 21 Variasi Konfigurasi Jarak Pemasangan antar Turbin. (a) Jarak $2,5 D$ (b) Jarak $2 D$ (c) Jarak $1,5 D$

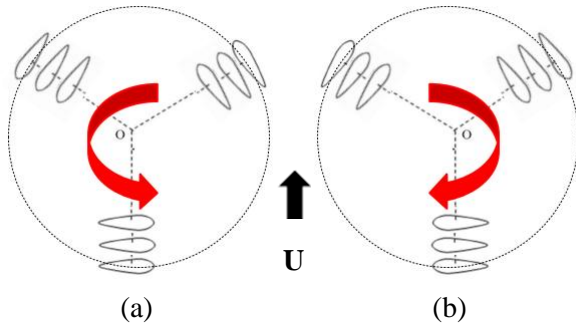
Variasi pengambilan data juga dilakukan dengan mengganti arah putar turbin. Percobaan pertama dilakukan dengan menggunakan dua buah turbin yang mempunyai arah putar sama, kedua turbin berputar *clockwise* (*co-rotating*). Percobaan kedua dilakukan dengan mengganti arah putar salah satu turbin menjadi CCW (*counter clock wise*) atau disebut dengan konfigurasi *counter-rotating*. Konfigurasi *counter-rotating* dilakukan dengan dua metode, yaitu konfigurasi *Counter-Rotating Out* dengan arah putaran masing-masing turbin keluar dimana turbin A berputar clockwise (CW) dan turbin B berputar counter-clockwise (CCW), dan konfigurasi *Counter-Rotating In* dengan arah putaran masing-masing turbin masuk, dimana turbin A berputar *counter-clockwise* (CCW) dan turbin B berputar *counter-clockwise* (CCW).



Gambar 3. 22 Konfigurasi Arah Rotasi sama (*co-rotating*).



Gambar 3. 23 Konfigurasi *Counter-Rotating Out* (Arah Rotasi Keluar). (a) Turbin A CW (b) Turbin B CCW



Gambar 3. 24 Konfigurasi *Counter-Rotating In* (Arah Rotasi kedalam) (a) Turbin A CCW (b) Turbin B CW

3.7. Pengolahan Data dan Penyusunan Laporan

Pengolahan data dan penyusunan laporan merupakan tahap terakhir dari pelaksanaan tugas akhir ini. Penyusunan laporan dilakukan sebagai penyampaian hasil dan analisis dari pelaksanaan program penelitian. Laporan mengacu pada tahap-tahap sebelumnya dan menjelaskan seluruh proses kegiatan dengan menggunakan sistematika tertentu.

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai pengujian dan analisa perancangan turbin *vertical axis straight blade cascade*. Data yang diperoleh dalam penelitian ini ialah kecepatan sudut (ω) dan torsi (τ) dari variasi perbesaran dimensi dan konfigurasi *counter-rotating* turbin. Pada penelitian tentang aspek perbesaran dimensi turbin, didapatkan data dengan 3 variasi kecepatan aliran, dan tiga variasi perbesaran dimensi turbin. Pada aspek konfigurasi *counter-rotating* didapatkan data dengan tiga variasi kecepatan aliran dan tiga jarak pemasangan turbin.

Pengambilan data turbin dilakukan pada dua lokasi yang berbeda. Pengambilan data aspek perbesaran dimensi turbin dilakukan di kanal air terbuka PDAM Kota Pasuruan, sedangkan pengambilan data aspek konfigurasi pemasangan *counter-rotating* dilakukan di Laboratorium Hidrodinamika Teknik Kelautan FTK ITS.

4.1 Pengujian Variasi Perubahan Dimensi Turbin

4.1.1 Hasil Pengambilan Data

Tabel dibawah menunjukkan rata-rata kecepatan arus di setiap titik pengambilan data di kanal air terbuka PDAM Kota Pasuruan.

Tabel 4. 1 Hasil Pengukuran Kecepatan rata – rata Aliran

Lokasi	Kecepatan rata –rata Aliran (m/s)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1	1,112	1,178	1,150
2	1,226	1,240	1,210
3	1,345	1,362	1,340

Dari ketiga variasi kecepatan aliran tersebut, dilakukan pengambilan data rpm dan torsi turbin. Pengambilan data torsi

dilakukan pada 13 titik *azimuth* yang berbeda, yaitu 0° , 30° , 30° , 90° , 120° , 150° , 180° , 210° , 240° , 270° , 300° , 330° , 360° . Untuk mencari hasil torsi rata-rata yang dihasilkan turbin, hasil pengukuran torsi per sudut azimuth dirata-rata, sehingga didapatkan nilai torsi turbin dalam satu putaran. Sedangkan untuk pengukuran RPM, *tachometer* ditempelkan pada shaft turbin saat turbin berputar.

Berikut merupakan tabel hasil pengukuran rata – rata rpm dan torsi dengan variasi kecepatan aliran serta variasi perbesaran dimensi turbin.

Tabel 4. 2 Rata – rata Pengukuran RPM dan Torsi

V (m/s)	RPM			Torsi (N.m)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1,1	88,30	62,40	57,40	1,74	8,94	29,76
1,2	98,70	81,40	60,67	2,31	11,37	30,18
1,3	120,70	83,40	62,60	3,30	13,19	31,21

4.1.2 Pengaruh Variasi Kecepatan Aliran terhadap Kecepatan Sudut (ω) dan *Tip Speed Ratio* (TSR)

Data yang didapatkan dari pengujian adalah data mekanik berupa nilai RPM, untuk menjadi kecepatan sudut dengan satuan rad/s harus dikonversi terlebih dahulu. Berikut merupakan hasil konversi dari RPM menjadi kecepatan sudut.

Tabel 4. 3 Kecepatan Sudut (ω)

V (m/s)	RPM			Kecepatan Sudut (ω) (Rad/s)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1,1	88,3	62,4	57,4	9,24	6,53	6,01
1,2	98,7	81,4	60,67	10,33	8,52	6,35
1,3	120,7	83,4	62,6	12,63	8,73	6,55

Dari tabel hasil rata – rata pengukuran rpm diatas, dapat digrafikkan untuk rpm dengan variasi perbesaran dimensi turbin, maka dihasilkan grafik seperti pada gambar berikut :

Gambar 4. 1 Perbandingan Rata-rata dari Hasil RPM untuk Setiap Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Variasi Kecepatan Aliran

Pada grafik dapat dilihat pada dimensi turbin berdiameter 0,4 m, dengan variasi kecepatan aliran yang semakin meningkat, nilai RPM minimal yang didapatkan adalah sebesar 88,30 pada kecepatan aliran 1,1 m/s dan maksimal nilai RPM didapatkan sebesar 29,76 pada kecepatan aliran 1,3 m/s. Pada dimensi turbin berdiameter 0,6 m, nilai RPM minimal yang didapatkan adalah sebesar 62,40 pada kecepatan aliran 1,1 m/s dan maksimal nilai RPM didapatkan sebesar 83,40 pada kecepatan aliran 1,3 m/s. Sedangkan pada dimensi turbin berdiameter 0,8 m, nilai RPM minimal yang didapatkan adalah sebesar 57,4 pada kecepatan aliran 1,1 m/s dan maksimal nilai RPM didapatkan sebesar 62,6 pada kecepatan aliran 1,3 m/s.

Berdasarkan hasil pengukuran diketahui bahwa nilai RPM akan berubah pada setiap variasi kecepatan aliran dan variasi perbesaran dimensi. Pada dimensi turbin yang sama, perubahan nilai RPM akan menjadi semakin besar sebanding dengan

perubahan kecepatan aliran. Sedangkan pada variasi kecepatan aliran yang konstan, peningkatan dimensi turbin berbanding terbalik dengan nilai RPM, nilai RPM mengalami penurunan ketika dimensi turbin diperbesar.

Variabel yang masih terkait dengan kecepatan sudut adalah TSR. *Tip Speed Ratio* (TSR) merupakan variabel *non-dimensional* yang menyatakan besarnya kecepatan sudut suatu turbin dibandingkan dengan kecepatan aliran. Variabel TSR masih berhubungan dengan kecepatan sudut. TSR adalah perbandingan antara kecepatan tangensial *foil* dengan kecepatan relatif terhadap kecepatan arus tertentu. Atau dengan kata lain, TSR menyatakan seberapa cepat turbin berputar terhadap kecepatan arus tertentu. Berdasarkan variabel ini, peneliti dapat membandingkan besarnya kecepatan sudut (relatif terhadap kecepatan arus) satu turbin dengan turbin yang lain, walaupun tipe dan dimensi turbin yang dibandingkan berbeda satu sama lain. Atau dengan kata lain variabel TSR merupakan variabel yang *comparable* untuk membandingkan besarnya kecepatan sudut relatif terhadap kecepatan arus satu turbin dengan turbin yang lain.

Tabel 4. 4 Nilai TSR

Kec. Aliran (m/s)	TSR		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1,1	1,68	1,78	2,18
1,2	1,72	2,13	2,12
1,3	1,94	2,01	2,02

Pada tabel diatas, dapat diketahui bahwa TSR tertinggi didapatkan oleh turbin dengan dimensi turbin berdiameter 0,8 m pada kecepatan aliran 1,3 m/s. Pada dimensi turbin yang sama, TSR mengalami kenaikan nilai sebanding dengan kenaikan nilai kecepatan aliran. Sedangkan pada kecepatan aliran yang sama, TSR mengalami kenaikan nilai yang sebanding dengan perbesaran dimensi turbin. Dengan kata lain, kenaikan kecepatan aliran berpengaruh positif terhadap nilai TSR pada dimensi turbin

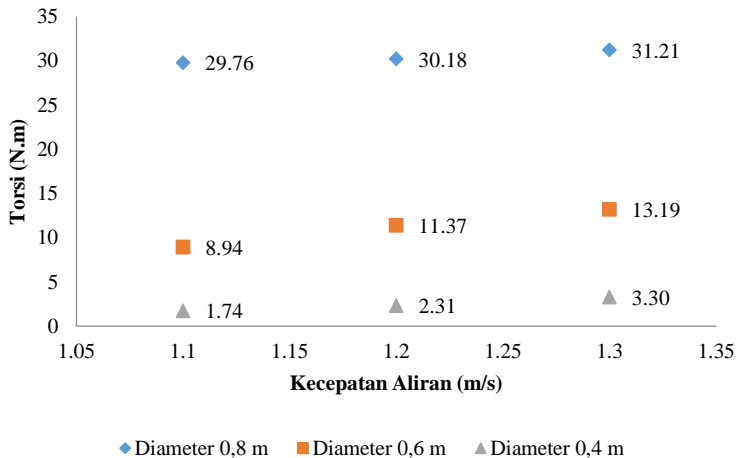
yang sama. Sedangkan perubahan dimensi turbin, juga berpengaruh positif kepada nilai TSR pada kecepatan aliran yang sama.

Perbesaran dimensi turbin mengakibatkan momen inersia yang diterima oleh turbin saat berputar akan meningkat. Momen inersia terdiri dari variabel massa (kg) dan jari-jari (m). Perbesaran dimensi turbin dilakukan dengan mengganti parameter turbin dengan peningkatan dimensi yang proporsional. Diameter lengan, *span* turbin, panjang *chord hydrofoil* dan ketebalan *chord* berubah dengan ukuran yang proporsional, maka massa masing-masing turbin akan berbeda. Sehingga turbin dimensi turbin berdiameter 0,8 m memiliki momen inersia (beban saat berputar) yang lebih besar daripada turbin diameter 0,4 m dan 0,6 m.

Oleh karena itu, turbin diameter 0,8 m memiliki RPM yang paling rendah diantara ketiga variasi turbin yang lainnya. Dikarenakan besar momen inersia sebanding dengan jari – jari dan massa turbin.

4.1.3 Pengaruh Variasi Kecepatan Aliran terhadap Torsi

Torsi turbin merupakan perkalian antara gaya dengan jari-jari turbin. Semakin besar gaya dan/atau jari-jari turbin, maka semakin besar torsi yang didapatkan. Torsi dapat pula dinyatakan sebagai kekuatan turbin dalam berputar. Dalam aplikasi desain turbin hidrokinetik, torsi turbin dapat ditingkatkan dengan cara memperbesar dimensi turbin, baik jari-jari maupun tinggi turbin. Dari tabel hasil rata – rata pengukuran RPM dan torsi pada sub bab 4.1.1 diatas, dapat digrafikkan untuk torsi dengan variasi perbesaran dimensi turbin, maka dihasilkan grafik seperti pada gambar berikut :



Gambar 4. 2 Perbandingan Rata-rata dari Hasil Torsi untuk Setiap Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Variasi Kecepatan Aliran

Pada grafik dapat dilihat pada kecepatan aliran 1,1 m/s nilai torsi minimal yang didapatkan adalah sebesar 1,74 N.m dengan turbin berdiameter 0,4 m dan maksimal nilai torsi didapatkan sebesar 29,76 N.m dengan turbin berdiameter 0,8 m. Pada kecepatan aliran 1,2 m/s didapatkan nilai torsi minimal adalah 2,31 N.m dengan turbin berdiameter 0,4 m dan maksimal nilai torsi didapatkan sebesar 30,18 N.m dengan turbin berdiameter 0,8 m. Sedangkan pada kecepatan aliran 1,3 m/s nilai torsi minimal yang didapatkan adalah sebesar 3,3 N.m dengan turbin berdiameter 0,4 m dan maksimal nilai torsi didapatkan sebesar 31,21 N.m dengan turbin berdiameter 0,8 m.

Hasil pengukuran torsi yang diperoleh menunjukkan bahwa pada kecepatan yang sama, dengan variasi perbesaran dimensi turbin yang semakin besar, nilai torsi yang didapatkan semakin meningkat. Hal tersebut disebabkan karena nilai torsi sebanding dengan massa turbin, percepatan putar turbin dianggap konstan.

Sedangkan pada dimensi turbin yang sama, dengan variasi kecepatan aliran yang semakin meningkat, nilai torsi yang didapat juga akan semakin meningkat. Karena nilai torsi akan sebanding dengan percepatan putar turbin jika massa turbin dianggap konstan.

4.1.4 Pengaruh Variasi Perbesaran Dimensi Turbin terhadap Performansi Turbin

Daya mekanik merupakan hasil dari perkalian dari parameter mekanik turbin, yaitu RPM dan Torsi. Nilai RPM dikonversi menjadi kecepatan sudut (rad/s). Dari nilai daya mekanik ini dapat diketahui juga efisiensi dari turbin. Efisiensi adalah parameter yang merepresentasikan seberapa besar energi yang mampu di ekstrak oleh turbin.

Performansi sebuah turbin dapat ditunjukkan dengan sebuah koefisien, yaitu *coefficient of performance* (Cp). Cp merupakan hasil perhitungan efisiensi dari turbin dimana merupakan perbandingan daya yang dihasilkan turbin dan daya yang tersedia pada kanal air. Berikut merupakan daya mekanik dan daya air yang tersedia dengan masing-masing variasi perbesaran dimensi turbin.

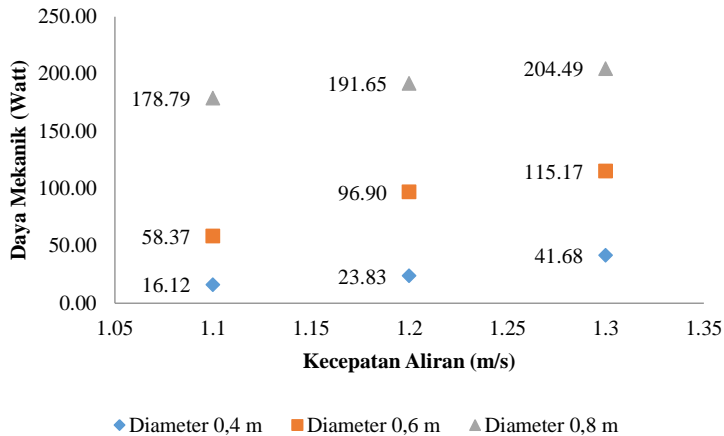
Tabel 4. 5 Daya Mekanik Turbin

Kec. Aliran (m/s)	Daya Mekanik (Watt)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1,1	16,12	58,37	178,79
1,2	23,83	96,90	191,65
1,3	41,68	115,17	204,49

Tabel 4. 6 Daya Air yang tersedia

Kec. Aliran (m/s)	Daya Air (Watt)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1.1	106.48	239.58	425.92
1.2	138.24	311.04	552.96
1.3	175.76	395.46	703.04

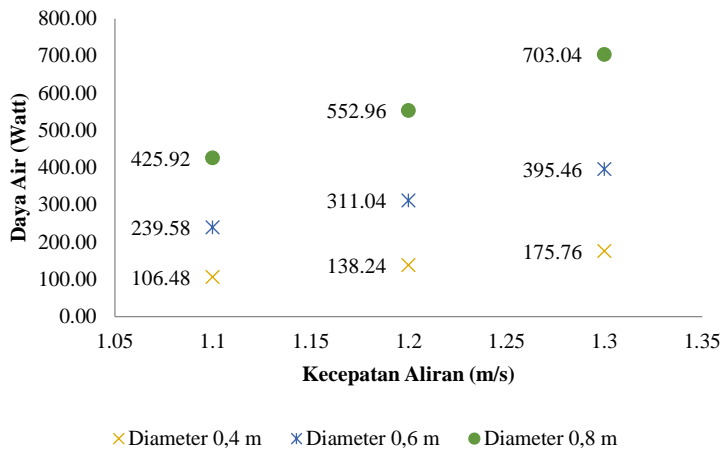
Untuk mempermudah analisis, perolehan data pada tabel diatas dapat digrafikkan seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 4. 3 Grafik Daya Mekanik Turbin terhadap Kecepatan Aliran

Peningkatan dimensi turbin dan kecepatan arus berpengaruh positif terhadap daya mekanik turbin. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi kecepatan arus, maka daya input dari arus air juga semakin tinggi. Semakin tinggi daya input turbin, maka secara umum daya output / daya mekanik turbin juga semakin besar.

Turbin dengan diameter 0,8 m memiliki daya mekanik dan torsi tertinggi karena memiliki momen inersia lebih tinggi daripada turbin dengan diameter 0,4 m dan 0,6 m. Peningkatan momen inersia menyebabkan peningkatan torsi. Walaupun peningkatan momen inersia ini menyebabkan kecepatan sudut turbin berkurang, tetapi peningkatan torsi memberikan dampak lebih positif terhadap daya mekanik.



Gambar 4. 4 Grafik Daya Air yang tersedia terhadap Kecepatan Aliran

Sesuai dengan persamaan yang digunakan untuk menghitung daya air yang tersedia, peningkatan kecepatan akan berpengaruh positif terhadap peningkatan daya air yang tersedia. Pada perbesaran dimensi turbin, luas sapuan turbin menjadi faktor yang membedakan nilai pada masing – masing perbesaran dimensi turbin. Luas sapuan turbin (A) dengan dimensi diameter 0,8 m adalah $0,64 \text{ m}^2$. Luas sapuan untuk turbin dengan diameter 0,6 m adalah $0,36 \text{ m}^2$. Sedangkan luas sapuan untuk turbin dengan diameter 0,4 m adalah $0,16 \text{ m}^2$

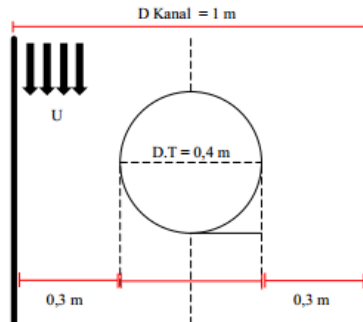
Setelah diketahui daya mekanik dan daya air yang tersedia, maka dapat dihitung untuk *coefficient of performance* (C_p) dari turbin pada setiap variasi kecepatan aliran dan perbesaran dimensi turbin.

Tabel 4. 7 *Coefficient of Performance (Cp)*

Kec. Aliran (m/s)	Coefficient of Performance (Cp)		
	D 0,4 m	D 0,6 m	D 0,8 m
1,1	0,15	0,24	0,42
1,2	0,17	0,31	0,35
1,3	0,24	0,29	0,29

Nilai C_p tertinggi didapatkan oleh turbin dengan diameter 0,8 m pada kecepatan aliran 1,1 m/s, sebesar 0,42. Pada turbin dengan diameter 0,6 m, nilai C_p tertinggi didapatkan pada kecepatan aliran 1,2 m/s. Sedangkan untuk turbin dengan diameter 0,4 m, nilai C_p tertinggi didapatkan pada kecepatan aliran 1,2 m/s.

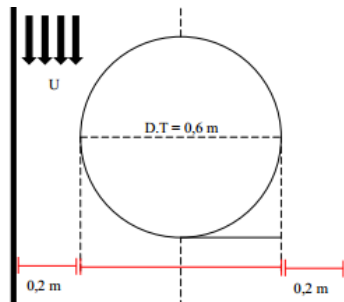
Pada turbin dengan diameter 0,4 m, peningkatan kecepatan aliran memberikan dampak positif terhadap peningkatan C_p turbin. Hal tersebut karena momen inersia turbin dengan diameter 0,4 m lebih kecil dari pada turbin berdiameter 0,6 m dan 0,8 m. Dengan memiliki massa yang lebih ringan, maka turbin berdiameter 0,4 m dapat menghasilkan putaran turbin yang lebih tinggi dibandingkan turbin berdiameter 0,6 m dan 0,8 m, sehingga dengan peningkatan kecepatan putar turbin maka nilai efisiensi turbin juga akan meningkat. Karena peningkatan kecepatan putar akan mengakibatkan peningkatan kecepatan sudut (rad/s). Dengan nilai *blockage ratio* untuk turbin dengan diameter 0,4 adalah 13%, efek *blockage* sudah muncul, namun masih belum mempengaruhi turbin secara signifikan. Hal tersebut dikarenakan jarak antara turbin dengan dinding kanal masih cukup jauh, yaitu sebesar 0,3 m masing-masing sisi kanan kiri turbin. Ilustrasi jarak turbin dengan turbin dapat dilihat pada gambar dibawah.



Gambar 4. 5 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,4 m. Jarak dinding dengan dinding 0,3 m.

Pada dimensi turbin dengan diameter 0,6 m, C_p turbin cenderung mengalami peningkatan hingga pada kecepatan aliran 1,2 m/s. Namun terjadi penurunan C_p pada saat kecepatan aliran meningkat menjadi 1,3 m/s. Massa turbin dengan diameter 0,6 m lebih berat dari pada turbin dengan diameter 0,4 m. Hal tersebut membuat putaran turbin akan menjadi lebih lambat, dikarenakan massa turbin yang bertambah berat.

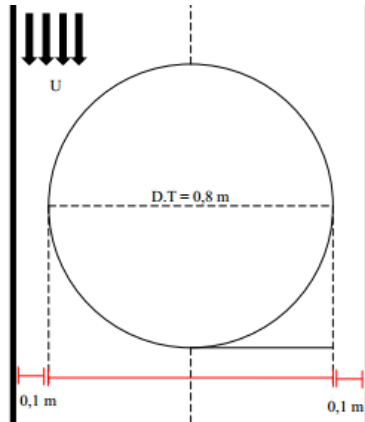
Dengan nilai *blockage ratio* sebesar 30%, pada dimensi turbin ini efek *blockage* sudah mempengaruhi kinerja turbin ketika turbin berotasi pada kecepatan 1,3 m/s. Peningkatan kecepatan aliran mengakibatkan aliran yang menabrak dinding dan aliran yang ter-ekstraksi oleh turbin berinteraksi. Interaksi aliran tersebut menyebabkan efek destruktif kepada turbin. Jarak antara dinding kanal dan turbin menjadi lebih pendek, yaitu sebesar 0,2 m masing-masing sisi kanan kiri turbin. Hal tersebut mengakibatkan performansi dari turbin untuk mengekstrak energi menjadi menurun.



Gambar 4. 6 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,6 m. Jarak dinding dengan dinding 0,2 m.

Sedangkan untuk turbin dengan dimensi 0,8 m, C_p turbin cenderung menurun seiring dengan peningkatan kecepatan aliran. Massa turbin dengan diameter 0,8 m lebih berat dari pada turbin dengan diameter 0,4 m dan 0,6 m. Hal tersebut membuat putaran turbin akan menjadi semakin lebih lambat, dikarenakan massa turbin yang bertambah berat.

Dengan nilai *blockage ratio* sebesar 53%, pada dimensi turbin 0,8 m efek *blockage* berdampak negatif terhadap C_p turbin. Jarak turbin dengan dinding menjadi sangat kecil, yaitu 0,1 m. Hal tersebut mengakibatkan terjadinya interaksi aliran dengan dinding. Interaksi aliran tersebut dapat mengganggu rotasi turbin, karena efek dari *blockage* yang besar akan menimbulkan gaya *drag* untuk turbin itu sendiri (Cengel & Cimbala, 2006). Turbin *darrieus* bekerja dengan prinsip gaya *lift*, jika terdapat gaya *drag* yang mempengaruhi maka kinerja turbin *darrieus* tidak akan maksimal. Hal tersebut mengakibatkan C_p dari turbin untuk mengekstrak energi menjadi menurun.



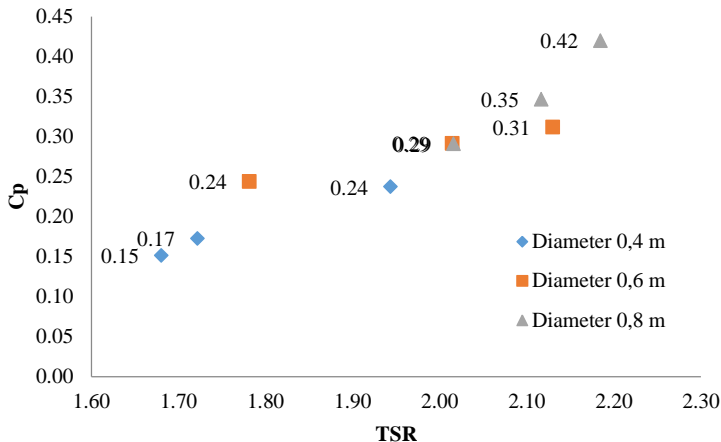
Gambar 4. 7 Ilustrasi Geometri Turbin terhadap Geometri Kanal. Diameter Turbin 0,8 m. Jarak dengan dinding 0,1 m.

Pada sub-bab sebelumnya, telah dilakukan perhitungan mengenai *tip speed ratio* (TSR). Untuk mengetahui profil performansi tiap variasi perbesaran dimensi turbin dilakukan dengan membandingkan nilai C_p dan TSR pada sebuah grafik.

Tabel 4. 8 C_p dan TSR Turbin

Kec. Aliran (m/s)	Diameter Turbin 0,4 m		Diameter Turbin 0,6 m		Diameter Turbin 0,8 m	
	C_p	TSR	C_p	TSR	C_p	TSR
1,1	0,15	1,68	0,24	1,78	0,42	2,18
1,2	0,17	1,72	0,31	2,13	0,35	2,12
1,3	0,24	1,94	0,29	2,01	0,29	2,02

Berikut merupakan profil performansi dari turbin dengan perbandingan antara C_p dan TSR turbin.



Gambar 4. 8 Koefisien Performansi terhadap TSR

Kurva yang terbentuk pada gambar diatas merepresentasikan meningkatnya performansi terhadap nilai TSR. Untuk turbin dengan diameter 0,8 m efisiensi tertinggi diperoleh pada nilai TSR 2,18 dengan nilai Cp 0,42 dan nilai terendah pada nilai TSR 2,02 dengan nilai Cp 0,29. Dari *trend* grafik diatas dapat diketahui bahwa peningkatan TSR akan berdampak positif terhadap peningkatan Cp turbin.

TSR adalah perbandingan antara kecepatan tangensial *foil* dengan kecepatan relatif terhadap kecepatan arus tertentu. Atau dengan kata lain, TSR menyatakan seberapa cepat turbin berputar terhadap kecepatan arus tertentu. Dengan naiknya TSR, berarti membuat kecepatan turbin juga semakin meningkat. Meningkatnya kecepatan putar turbin juga akan berpengaruh positif kepada hasil ekstrasi daya yang dilakukan oleh turbin.

Pada kecepatan aliran 1,1 m/s, perbesaran dimensi turbin dari turbin diameter 0,4 m ke 0,6 m memiliki peningkatan efisiensi sebesar 9%. Sedangkan perbesaran dimensi turbin dari turbin diameter 0,6 m ke 0,8 m memiliki peningkatan efisiensi

sebesar 18% atau dua kali lipat dari peningkatan dimensi turbin sebelumnya.

4.2 Pengujian Variasi Konfigurasi Pemasangan Turbin

4.2.1 Hasil Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan di laboratorium hidrodinamik Teknik Perkapalan ITS, dengan variasi kecepatan 0,7 m/s, 1,0 m/s dan 1,3 m/s. Sebelum melakukan pengambilan data dengan konfigurasi turbin, dilakukan pengambilan data *stand alone* turbin sebagai referensi. Tabel dibawah menunjukkan hasil pengambilan data RPM dan torsi *stand alone* turbin.

Tabel 4. 9 Data RPM dan Torsi *Stand Alone* Turbin

Kecepatan Aliran (m/s)	RPM	Torsi (N.m)
0.7	36.50	0.34
1	65.00	0.72
1.3	71.25	1.23

Setelah didapatkan data untuk *stand alone* turbin, berikutnya adalah pengambilan data untuk variasi jarak pemasangan turbin dan variasi konfigurasi arah putar. Pada tabel dibawah ini merupakan hasil pengukuran rata-rata RPM dengan variasi kecepatan aliran, variasi jarak pemasangan antar turbin serta variasi konfigurasi arah rotasi turbin.

Tabel 4. 10 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi *Co-Rotating* Turbin

V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
		Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
0.7	2.5	35.79	1.01	39.59	1.11
	2	40.54	1.14	42.41	1.19
	1.5	41.49	1.14	40.63	1.14
1	2.5	61.02	2.45	62.58	2.51
	2	61.82	2.48	63.38	2.55
	1.5	64.21	2.48	62.57	2.55
1.3	2.5	86.24	4.5	85.58	4.47
	2	83.11	4.34	84.36	4.41
	1.5	86.92	4.34	84.51	4.41

Tabel 4. 11 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi *Counter-Rotating Out*

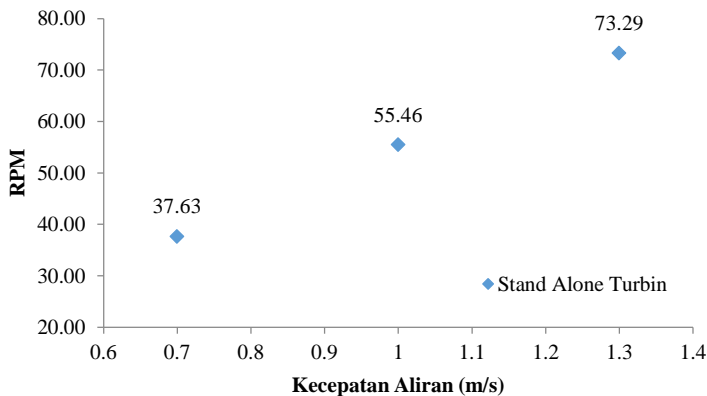
V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
		Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
0.7	2.5	36.78	1.03	29.07	0.82
	2	39.50	1.11	31.61	0.89
	1.5	36.79	1.03	30.88	0.87
1	2.5	54.09	2.17	44.80	1.80
	2	55.23	2.22	49.55	1.99
	1.5	64.55	2.59	54.84	2.20
1.3	2.5	71.39	3.7	60.54	3.16
	2	70.96	3.71	67.48	4.41
	1.5	92.30	4.82	78.80	4.12

Tabel 4. 12 Rata-rata Pengukuran RPM dan Torsi pada Konfigurasi *Counter-Rotating In*

V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
		Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
0.7	2.5	40.23	1.18	42.06	1.13
	2	39.87	1.06	37.56	1.12
	1.5	40.26	1.18	41.80	1.13
1	2.5	62.49	2.46	61.16	2.51
	2	62.57	2.40	59.68	2.51
	1.5	62.37	2.50	62.24	2.51
1.3	2.5	84.74	4.2	80.26	4.426
	2	85.28	4.27	81.79	4.45
	1.5	84.48	4.32	82.68	4.41

4.2.2 Performansi *Stand Alone* Turbin

Dari data yang didapatkan, konfigurasi *stand alone* turbin mempunyai grafik perbandingan RPM terhadap peningkatan kecepatan seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 4. 9 RPM *Stand Alone* Turbin

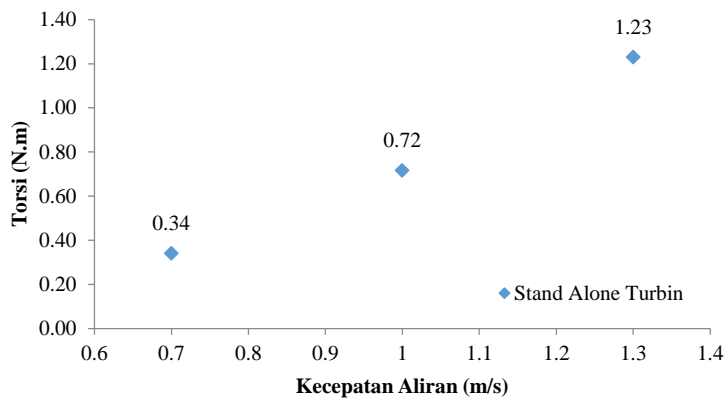
Peningkatan RPM turbin sebanding dengan peningkatan kecepatan aliran. Pada kecepatan aliran 0,7 m/s didapatkan RPM

turbin sebesar 37,63 RPM. RPM tertinggi didapatkan pada saat kecepatan aliran tertinggi (1,3 m/s), yaitu 73,29 RPM. Dari perolehan data RPM dapat diperoleh kecepatan sudut (ω)(rad/s) dan *Tip Speed Ratio* (TSR). Berikut merupakan hasil perhitungan kecepatan sudut dan TSR *stand alone* turbin.

Tabel 4. 13 Kecepatan Sudut dan TSR *Stand Alone* Turbin

Kecepatan Aliran (m/s)	Stand Alone Turbin		
	Rpm	ω (Rad/s)	TSR
0.7	37.63	3.94	0.19
1	55.46	5.81	0.28
1.3	73.29	7.67	0.37

Torsi mengalami peningkatan yang sebanding terhadap peningkatan kecepatan aliran. Pada kecepatan aliran 0,7 m/s, diperoleh torsi sebesar 0,34 N.m. Perolehan tersebut meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan aliran. Torsi maksimal diperoleh pada saat kecepatan aliran maksimal, yaitu pada kecepatan aliran 1,3 m/s dengan torsi sebesar 1,23 N.m



Gambar 4. 10 Torsi *Stand Alone* Turbin

Sebagai referensi untuk menghitung efisiensi relatif dari sebuah *array* turbin, maka diperlukannya untuk menghitung daya mekanik dari *stand alone* turbin. Daya mekanik didapatkan dari perhitungan matematis perkalian antara kecepatan sudut dan torsi turbin. Berikut hasil perhitungan daya mekanik dan efisiensi *stand alone* turbin

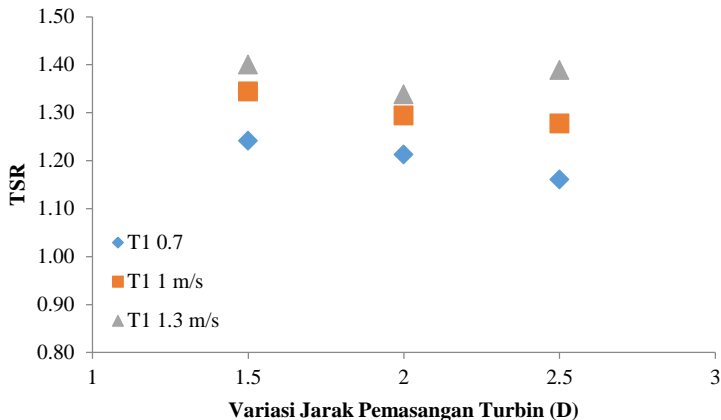
Tabel 4. 14 Daya Mekanik dan Efisiensi *Stand Alone* Turbin

V (m/s)	Daya Mekanik (Watt)	Efisiensi (%)
0.7	4.17	15.19%
1	12.93	16.17%
1.3	29.37	16.71%

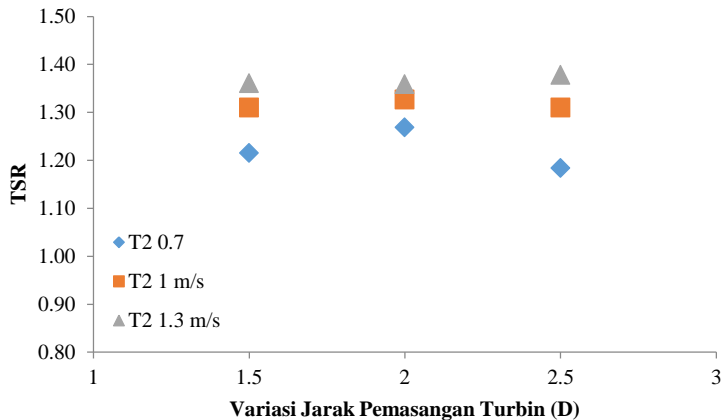
4.2.3 Pengaruh Variasi Konfigurasi Arah Rotasi Turbin terhadap Performasi Turbin

a. Konfigurasi *Co-Rotating* Turbin

Berikut merupakan grafik dari data TSR konfigurasi *Co-rotating* turbin.



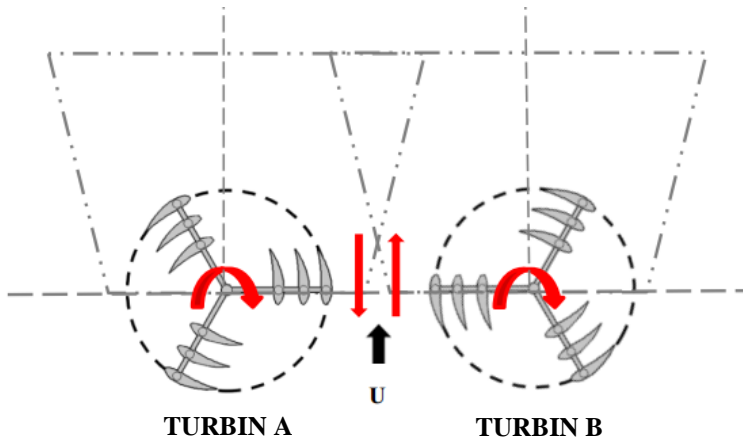
Gambar 4. 11 TSR Turbin A - konfigurasi *Co-rotating*



Gambar 4. 12 TSR Turbin B - konfigurasi *Co-rotating*

T1 merupakan singkatan dari turbin A atau turbin kiri. T2 merupakan singkatan dari turbin B. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa peningkatan kecepatan berpengaruh positif terhadap peningkatan RPM turbin.

Pada jarak pemasangan antar turbin 2,5 D diketahui bahwa kedua turbin memiliki nilai RPM yang hampir sama. Hal ini dikarenakan *local velocity* yang mengenai turbin A dan turbin B sama, yaitu sebesar *freestream velocity* tanpa adanya gangguan. Pada jarak pemasangan antar turbin 1,5 D, diketahui terdapat peningkatan RPM dan torsi, hal tersebut terjadi karena adanya interaksi hidrodinamik yang terjadi diantara kedua turbin. Berikut merupakan ilustrasi interaksi hidrodinamik yang terjadi pada konfigurasi *co-rotating* turbin.



Gambar 4. 13 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi *Co-Rotating Turbin*

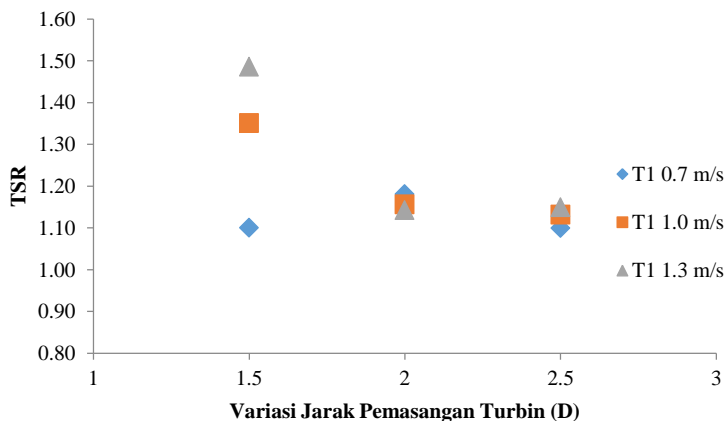
Pada konfigurasi *Co-rotating*, arah rotasi turbin A dan B yang sama akan menimbulkan aliran induksi dengan arah yang berlawanan. Arah aliran induksi yang disebabkan oleh turbin B searah dengan arah *freestream*, sedangkan arah aliran induksi yang disebabkan oleh turbin A berlawanan dengan arah *freestream*. Arah yang berlawanan ini akan menyebabkan tumbukan aliran antar aliran induksi dan juga aliran *freestream*, sehingga pada daerah tersebut timbul turbulensi. Turbulensi tersebut berdampak positif terhadap performansi turbin, yaitu meningkatkan *power output* dan TSR turbin.

Hal tersebut dikarenakan turbulensi pada *freestream* akan berdampak positif pada meningkatnya efisiensi aerodinamika pada *blade*. Turbulensi tersebut akan meningkatkan nilai dari rasio gaya *lift* terhadap gaya *drag*, menunda dinamik *stall*, dan menunda adanya aliran separasi yang terjadi pada permukaan *blade* (Baloutaki, Carriveau, & Ting, 2016). Dengan bertambahnya gaya *lift* yang diterima oleh *blade*, maka hal tersebut akan meningkatkan performansi dari turbin.

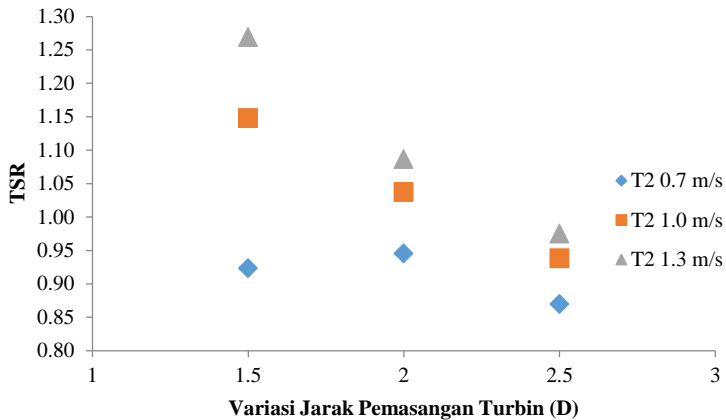
Pada konfigurasi ini, turbin kiri lebih diuntungkan, karena *blade* yang berpotensi menghasilkan gaya *lift* terdapat pada daerah interaksi aliran. Sedangkan turbin B, *blade* yang berpotensi untuk menghasilkan gaya *lift* tidak mendapatkan interaksi aliran yang berpengaruh positif terhadap performansi turbin. Selain karena efek interaksi aliran tersebut, jarak pemasangan antar turbin A dan turbin B mempengaruhi RPM dan torsi yang dihasilkan oleh masing-masing turbin. Semakin dekat jarak antara turbin A dan turbin B maka akan muncul efek kanal, dimana kecepatan aliran pada sisi antara turbin menjadi lebih besar daripada *freestream velocity*. Efek kanal tersebut menyebabkan meningkatnya TSR dan torsi dari masing-masing turbin ketika jarak antar turbin diperpendek.

b. Konfigurasi *Counter-Rotating Out*

Berikut merupakan grafik dari data TSR, sesuai dengan tabel hasil pengambilan data konfigurasi *Counter-rotating Out*.



Gambar 4. 14 TSR Turbin A – Konfigurasi *CR-Out*

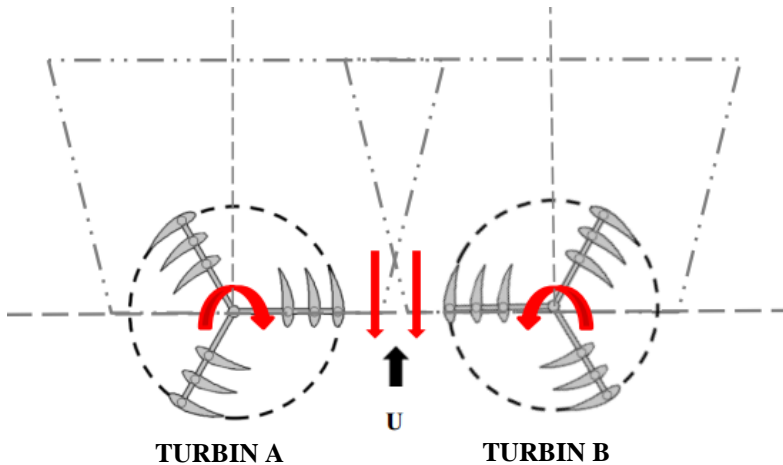


Gambar 4. 15 TSR Turbin B – Konfigurasi *CR-Out*

Walaupun mendapatkan kecepatan aliran yang sama, adanya interaksi aliran antara turbin A dan turbin B pada konfigurasi *CR-Out* memberikan efek yang berbeda jika dibandingkan dengan konfigurasi *Co-rotating*. Dari hasil eksperimental yang telah dilakukan, diketahui bahwa RPM yang dihasilkan oleh turbin A dan B pada jarak pemasangan 1,5 D mengalami perubahan per variasi kecepatan aliran. Hal tersebut sesuai dengan referensi bahwa nilai TSR dan jarak pemasangan turbin akan berpengaruh terhadap terjadinya interaksi vortek masing-masing turbin. TSR yang tinggi dan jarak pemasangan turbin yang semakin dekat, akan lebih berpotensi untuk terjadinya interaksi aliran (Ye Li & Calisal, 2009).

Pada kecepatan aliran 0,7 m/s dengan jarak pemasangan turbin 1,5 D, diperoleh nilai TSR yang cenderung menurun untuk kedua turbin. Hal tersebut dapat terjadi karena pada kecepatan aliran 0,7 m/s, interaksi aliran induksi antara kedua turbin tidak terjadi. Sedangkan pada kecepatan aliran 1 m/s dan 1,3 m/s perolehan nilai TSR cenderung meningkat. Hal tersebut terjadi karena pada peningkatan kecepatan aliran 1 m/s dan 1,3 m/s, TSR

mengalami peningkatan, sehingga interaksi aliran induksi antara kedua turbin dapat terjadi.



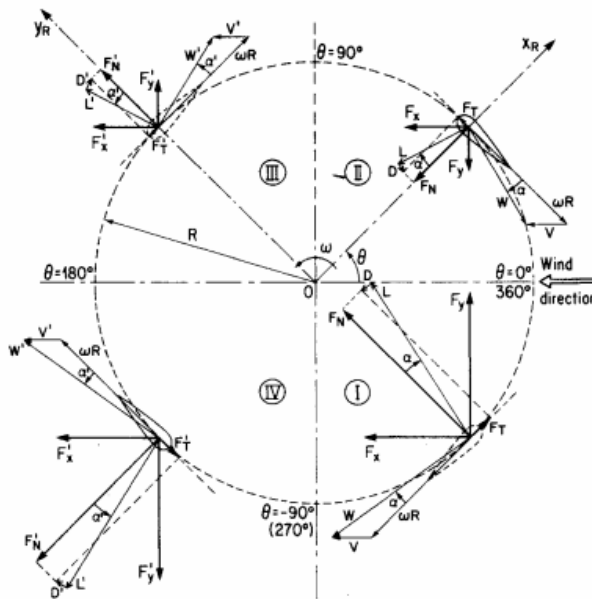
Gambar 4. 16 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi *Counter-Rotating Out*

Arah aliran induksi yang dihasilkan oleh *blade* masing-masing turbin cenderung untuk searah dengan putaran turbin, namun berlawanan arah dengan arah aliran *freestream*. Dengan arah aliran induksi yang sama pada daerah diantara kedua turbin, efek terjadinya turbulensi dan disipasi energi oleh interaksi aliran induksi dapat dikurangi (Dabiri, 2011).

Namun, karena arah alirannya berlawanan dengan arah aliran *freestream*, maka berdampak pada terjadinya turbulensi yang relatif besar. Turbulensi memiliki dua efek yang saling berlawanan (Mikkelsen, 2013). Pertama, turbulensi mengakibatkan meningkatnya gaya *drag* pada *blade*, dimana menyebabkan performansi turbin menjadi menurun. Kedua, turbulensi mengakibatkan peningkatan kecepatan relatif yang mengenai *blade*, dimana hal tersebut menyebabkan ekstraksi daya oleh turbin meningkat. Dilihat dari grafik perolehan nilai efisiensi

relatif konfigurasi *counter-rotating out*, terlihat bahwa performansi turbin pada konfigurasi ini cenderung lebih buruk dari pada kedua konfigurasi lainnya. Hal tersebut menunjukkan bahwa efek gaya *drag* lebih berpengaruh dari pada efek peningkatan kecepatan relatif, pada konfigurasi ini.

Pada sebuah *hydrofoil* yang berotasi pada satu poros, kuadran yang berpotensi menggenerasi gaya *lift* paling besar adalah pada kuadran $180^\circ < \theta < 360^\circ$.



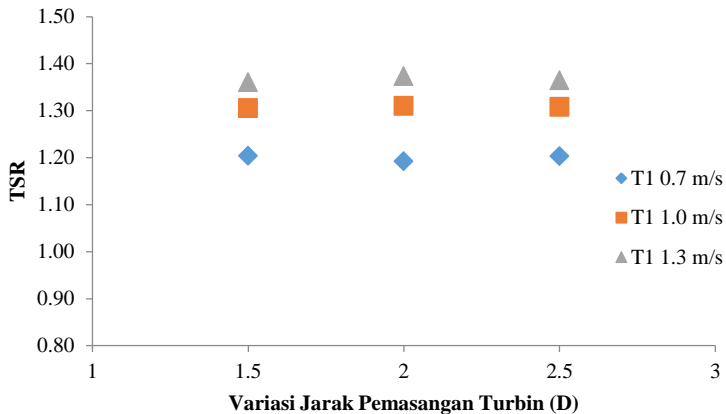
Gambar 4. 17 Ilustrasi Aerodinamik Sebuah *Hydrofoil*

Konfigurasi *counter rotating out* menempatkan *hydrofoil* yang berpotensi menggenerasi gaya *lift* paling besar tepat berada pada daerah interaksi aliran. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, bahwa pada daerah interaksi aliran akan terjadi turbulensi yang cukup besar karena adanya tumbukan aliran induksi turbin dan aliran *freestream*. Ditinjau dari teori mekanika fluida khususnya untuk teori aliran pada benda terendam, untuk

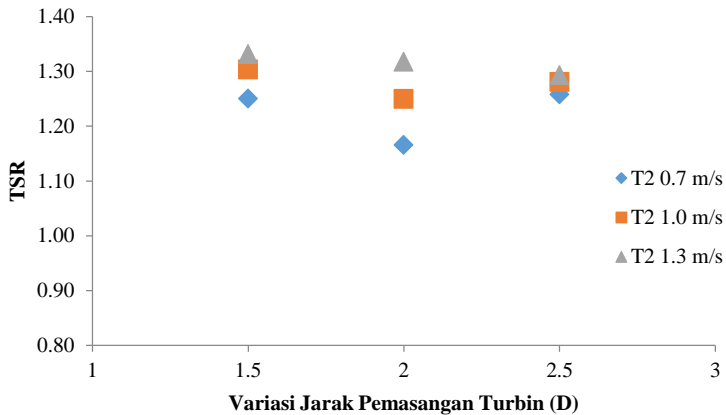
benda – benda *streamlined* seperti *hydrofoil*, koefisien *drag* akan meningkat apabila lapisan batas menjadi turbulen. Karena sebagian besar *drag* disebabkan oleh gaya geser, yang lebih besar untuk aliran turbulen dari pada aliran lamtinar (Munson, 2009). Turbin tipe *darrieus* bekerja dengan menggunakan gaya *lift*, ketika gaya *lift* berkurang maka akan terjadi penurunan performansi dari turbin.

c. Konfigurasi *Counter-Rotating In*

Berikut merupakan grafik dari data TSR, sesuai dengan tabel hasil pengambilan data konfigurasi *Counter-Rotating-In*.

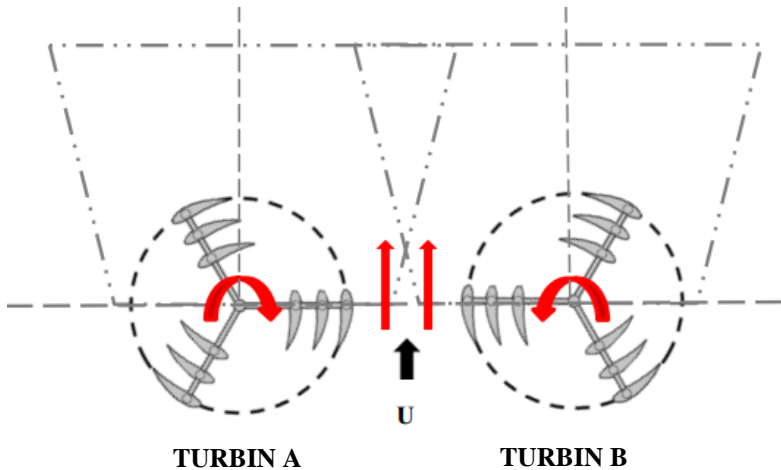


Gambar 4. 18 TSR Turbin A – Konfigurasi *CR-In*



Gambar 4. 19 TSR Turbin B – Konfigurasi *CR-In*

Berbeda dengan konfigurasi *counter-rotating Out*, arah aliran induksi yang dihasilkan oleh *blade* masing-masing turbin cenderung untuk searah dengan putaran turbin, dan searah dengan arah aliran *freestream*. Seperti yang dijelaskan, dengan arah aliran induksi yang sama pada daerah diantara kedua turbin, efek terjadinya turbulensi dan disipasi energi oleh interaksi aliran induksi dapat dikurangi. Dari grafik perolehan nilai efisiensi relatif konfigurasi *counter-rotating in*, terlihat bahwa performansi turbin pada konfigurasi ini cenderung lebih baik dari pada konfigurasi *counter-rotating out*. Hal tersebut dikarenakan oleh peningkatan *local velocity* pada daerah interaksi kedua turbin. *Local velocity* meningkat dikarenakan arah aliran induksi yang searah dengan aliran *freestream*. Peningkatan kecepatan tersebut juga diakibatkan oleh peningkatan kecepatan aliran pada daerah interaksi (Chen, Chen, Huang, & Hwang, 2016). Peningkatan kecepatan akan berpengaruh positif terhadap performansi.



Gambar 4. 20 Ilustrasi Interaksi Hidrodinamik Konfigurasi *Counter-Rotating In*

Konfigurasi *counter rotating in* menempatkan *hydrofoil* yang berpotensi menggenerasi gaya *lift* paling besar berada pada daerah bebas interaksi aliran. Akibatnya, turbin dapat mengekstraksi daya dan bekerja dengan maksimal karena tidak adanya hambatan yang disebabkan oleh turbulensi dan peningkatan gaya *drag*. Oleh karena itu, pada konfigurasi ini performansi turbin cenderung lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi *counter rotating out*.

4.2.4 Pembahasan

Dari data mekanik yang didapatkan pada percobaan, dapat dihitung perolehan daya mekanik masing-masing konfigurasi turbin, yang kemudian dapat digunakan untuk menentukan efisiensi relatif dari konfigurasi *array* turbin. Tabel dibawah ini menunjukkan perolehan daya mekanik untuk masing-masing konfigurasi *array* turbin.

Tabel 4. 15 Daya Mekanik Konfigurasi *Co-Rotating*

V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Daya Mekanik (Watt)	
		Turbin A	Turbin B
0.7	2.5	4.09	4.61
	2	4.84	5.29
	1.5	4.95	4.86
1	2.5	15.65	16.47
	2	16.07	16.89
	1.5	16.69	16.68
1.3	2.5	40.66	40.0
	2	37.75	38.90
	1.5	39.49	38.97

Tabel 4. 16 Daya Mekanik Konfigurasi *Counter-Rotating Out*

V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Daya Mekanik (Watt)	
		Turbin A	Turbin B
0.7	2.5	3.98	2.49
	2	4.59	2.94
	1.5	3.98	2.81
1	2.5	12.30	8.44
	2	12.83	10.32
	1.5	17.52	12.65
1.3	2.5	27.86	20.0
	2	27.52	31.12
	1.5	46.57	33.94

Tabel 4. 17 Daya Mekanik Konfigurasi *Counter-Rotating In*

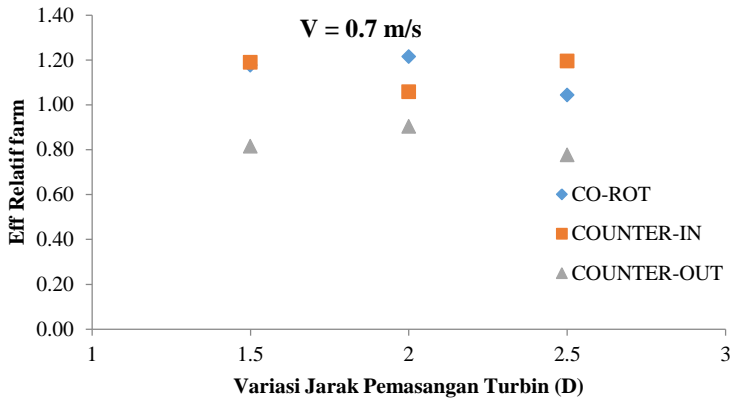
V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Daya Mekanik (Watt)	
		Turbin A	Turbin B
0.7	2.5	4.98	4.98
	2	4.41	4.41
	1.5	4.95	4.95
1	2.5	16.07	16.07
	2	15.70	15.70
	1.5	16.32	16.32
1.3	2.5	37.18	37.2
	2	38.13	38.13
	1.5	38.19	38.19

Data diatas digunakan untuk menentukan efisiensi relatif dari konfigurasi *array* turbin. Berikut merupakan perolehan perhitungan efisiensi relatif dari masing-masing turbin.

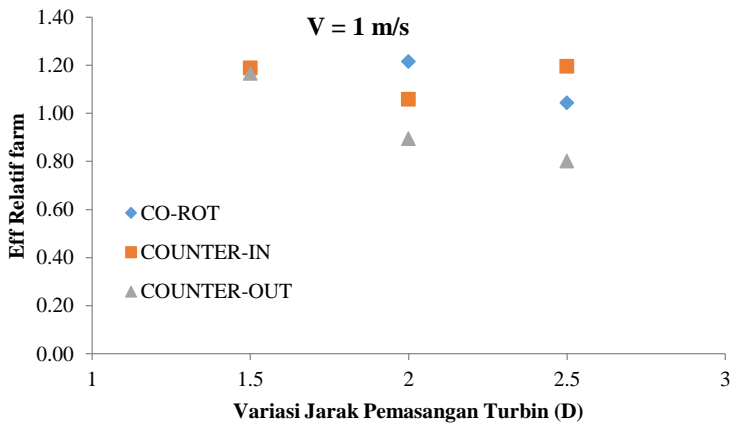
Tabel 4. 18 Data Efisiensi Relatif per-Konfigurasi Turbin

V (m/s)	Variasi Jarak (D)	Co-Rotating	CR-In	CR-Out
0.7	2.5	1.04	1.20	0.78
	2	1.22	1.06	0.90
	1.5	1.18	1.19	0.81
1	2.5	1.24	1.24	0.80
	2	1.27	1.21	0.89
	1.5	1.29	1.26	1.17
1.3	2.5	1.37	1.27	0.82
	2	1.31	1.30	1.00
	1.5	1.34	1.30	1.37

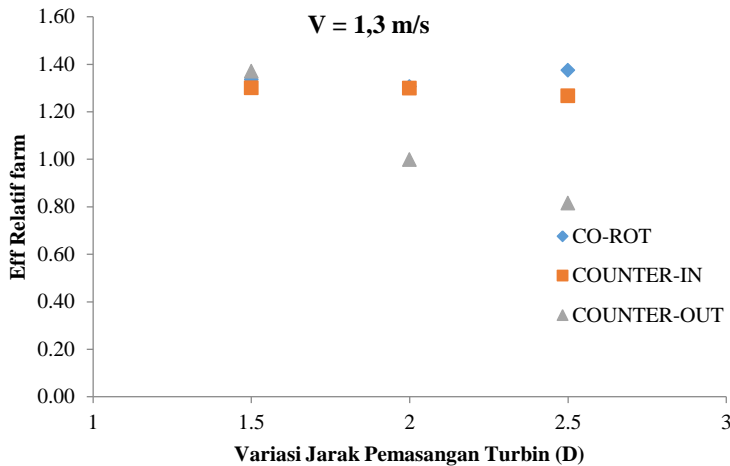
Dari tabel efisiensi relatif per-konfigurasi diatas dapat digrafikkan menjadi seperti berikut.



Gambar 4. 21 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 0,7 m/s



Gambar 4. 22 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 1 m/s.



Gambar 4. 23 Grafik Perbandingan Efisiensi Relatif per-Konfigurasi pada Kecepatan Aliran 1,3 m/s.

Dengan membandingkan perolehan efisiensi relatif dari ketiga konfigurasi, maka dapat dilihat pada grafik konfigurasi mana yang mempunyai efisiensi relatif paling tinggi. Efisiensi relatif dihitung sesuai dengan persamaan yang berlaku untuk menghitung sebuah *farm efficiency*, yaitu perbandingan antara jumlah total daya kedua turbin dengan n kali daya *stand alone* turbin. Nilai *farm efficiency* yg lebih dari 1 menunjukkan bahwa konfigurasi *array* tersebut mampu meningkatkan kinerja dari turbin dalam *array*. Sementara itu, nilai *farm efficiency* yang kurang dari 1 menunjukkan bahwa *array* tersebut justru memperburuk kinerja turbin. Dengan pengaplikasian turbin pada konfigurasi *array* turbin, didapatkan peningkatan efisiensi turbin rata-rata sebesar 2%.

Masing-masing konfigurasi memiliki nilai efisiensi relatif yang berbeda. Hal tersebut dikarenakan adanya interaksi hidrodinamik antar kedua turbin pada masing-masing konfigurasi

juga berbeda. Seperti yang dikemukakan oleh Ye Li, daya *output* dari sebuah *array* dua buah turbin ditentukan oleh interaksi hidrodinamik antara kedua turbin (Ye Li & Calisal, 2009).

Interaksi hidrodinamik yang terjadi dapat bersifat konstruktif ataupun destruktif. Konfigurasi *co-rotating* turbin memiliki efisiensi relatif yang cenderung lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi *counter-rotating In* dan konfigurasi *counter-rotating out*. Dengan demikian, konfigurasi *co-rotating* lebih bersifat konstruktif jika dibandingkan dengan dua konfigurasi *array* turbin lainnya. Konfigurasi *counter-rotating out* cenderung memiliki efisiensi relatif paling rendah. Dapat dikatakan bahwa konfigurasi *counter-rotating out* tidak dapat maksimal dalam peningkatan performansi *array* turbin. Sedangkan untuk konfigurasi *counter-rotating in*, perolehan nilai efisiensi relatif hampir sama dengan konfigurasi *co-rotating*.

Pada pengaplikasiannya, konfigurasi-konfigurasi *array* tersebut akan dipasang di laut yang memiliki arah arus yang sulit untuk diprediksi. Padahal arah arus sangat berpengaruh terhadap arah putaran turbin. Dari hasil eksperimental yang telah dilakukan, diketahui bahwa perbedaan arah putaran pada konfigurasi *counter-rotating out* dan *counter-rotating in* memberikan efek yang berbeda, yang diakibatkan oleh interaksi hidrodinamik antar turbin. Pada *counter-rotating out* menimbulkan efek destruktif sementara pada *counter-rotating in* memberikan efek konstruktif. Jika dilakukan instalasi konfigurasi *counter-rotating in* pada lokasi yang memiliki arah aliran berubah sepanjang tahun, efek aliran konstruktif bisa berubah menjadi destruktif. Arah aliran yang berlawanan akan menimbulkan arah putaran turbin yang berlawanan, sehingga interaksi alirannya justru menjadi destruktif. Karena alasan tersebut, konfigurasi *co-rotating* turbin lebih direkomendasikan karena memberikan efek interaksi yang sama walaupun arah putaran turbin berubah.

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis data dan pembahasan yang telah dilakukan, maka kesimpulan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut.

- a. Perbesaran dimensi turbin mempunyai pengaruh positif terhadap peningkatan performansi dari turbin. Didapatkan C_p tertinggi yaitu 0,42 dengan dimensi turbin berdiameter 0,8 m pada kecepatan aliran 1,1 m/s.
- b. Konfigurasi *array counter-rotating* turbin berpengaruh positif terhadap peningkatan performansi turbin dibandingkan dengan *stand alone* turbin.
- c. Efisiensi relatif paling tinggi didapatkan oleh konfigurasi *array co-rotating* turbin dibandingkan dengan konfigurasi *counter-rotating out* dan *counter-rotating in*.

5.2 Saran

Berikut adalah saran yang diberikan oleh peneliti untuk penelitian selanjutnya dalam topik ini.

- a. Pengujian perlu dilakukan pada variasi kecepatan arus air yang lebih tinggi, sehingga didapatkan TSR lebih tinggi
- b. Perlu dilakukan pengujian untuk mengetahui daya elektrik yang dibangkitkan melalui *pulley / gearbox* dan generator
- c. Perlu dilakukan analisis pengaruh *support system* dari turbin, agar didapatkan konfigurasi turbin yang paling baik

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Mikkelsen, K. (2013). *Effect of free stream turbulence on wind turbine performance*. Norwegia: Norwegian University of Science and Technology.
- Baloutaki, M. A., Cariveau, R., & Ting, D. S.-K. (2016). A WIND Tunnel Study on the Aerodynamic interaction of vertical axis wind turbines in array configurations. *Renewable Energy*, 904-913.
- Bhutta, M. M., Hayat, N., Farooq, A. Z., Ali, Z., Jamil, S., & Husain, Z. (2011). Vertical axis wind turbine - A review of various configurations and design techniques. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 1926–1939, 2.
- Borg, M., Shires, A., & Collu, M. (2014). Offshore Floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art. Part 1 : aerodynamic. *Renewable energy and sustainable energy reviews*, 1214-1225.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Fluid Mechanic : Fundamentals and Applications*. New York: Mc Graw Hill.
- Chen, W.-H., Chen, C.-Y., Huang, C.-Y., & Hwang, C.-J. (2016). Power output analysis and optimization of two straight-bladed vertical-axis wind turbines. *Applied Energy*, 223-232.
- Conzemius, R. (2010). Wind turbine and sodar observations of wakes in a large wind farm. *19th Symposium on Boundary Layers and Turbulence*, 7.
- Dabiri, J. (2011). Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-

- axis wind turbine arrays. *JOURNAL OF RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY* 3, 043104.
- Ferial. (2017, 12 27). Retrieved from Direktorat Jenderal Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi (EBTKE): <http://ebtke.esdm.go.id/post/2016/12/21/1493/pengembangan.ebt.harus.kompetitif>
- Gangga, I. Y. (2015). *Analisis Performansi Turbin Arus Laut Vertikal Axis Jenis V-Straight dan V-Helical Terhadap Perubahan Dimensi Berbasis CFD*. Surabaya: ITS Surabaya.
- Gasch, R., & Twele, J. (2012). *Wind Power Plants*. Berlin Germany: Springer.
- Kinsey, T., & Dumas, G. (2017). Impact of channel blockage on the performance of axial and. *Renewable Energy* 103 (2017) , 239-254.
- Lubis, S., & Yuningsih, A. (2016, Maret 07). *Pusat Penelitian dan Pengembangan Geologi Kelautan*. (Kementrian ESDM) Retrieved November 28, 2016, from Pusat Penelitian dan Pengembangan Geologi Kelautan: <http://www.mgi.esdm.go.id/content/prospek-arus-laut-sebagai-energi>
- Manggala, S. (2015). *Rancang Bangun Turbin Arus Laut Sumbu Vertikal Straight Blade Cascade untuk mengetahui Pengaruh Variasi Jumlah Blade Terhadap Efisiensi Turbin*. Surabaya: ITS Surabaya.
- Ross, I. (2010). *WIND TUNNEL BLOCKAGE CORRECTIONS:AN APPLICATION TO VERTICAL-AXIS WIND TURBINES*. Ohio: UNIVERSITY OF DAYTON.

- Vennel, R., S. W., S. D., Steven, C., & Divett, T. (2014). Designing large arrays of tidal turbines: A synthesis and review. *Renewable and Sustainable Energy Review* 41 (2015), 454 - 472.
- Wei Yuan, Ozbey, A., Wei Tian, & Hui Hu. (2013). An Experimental Investigation on the Effect of Turbine Rotation Direction on the wake interference of wind turbine. *Aerospace Sciences Meeting Including New Horizons Forum and Aerospace Exposition* .
- Willden, R., & Schluntz, J. (2015). The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance. *Renewable Energy* 81, 432-441.
- Ye Li, & Calisal, S. M. (2009). Modeling of twin – turbine systems with vertical axis tidal current turbines : Part I – Power Output. *Ocean Engineering*, 627-637.

Halaman Ini Sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

1. Perolehan RPM dan Torsi Konfigurasi *Co-Rotating*

No	Kecepatan aliran (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
			Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
1	0.7	2.5	35.79	1.01	39.59	1.11
2		2	40.54	1.14	42.41	1.19
3		1.5	41.49	1.14	40.63	1.14
4	1	2.5	61.02	2.45	62.58	2.51
5		2	61.82	2.48	63.38	2.55
6		1.5	64.21	2.48	62.57	2.55
7	1.3	2.5	86.24	4.5	85.58	4.469
8		2	83.11	4.34	84.36	4.41
9		1.5	86.92	4.34	84.51	4.41

2. Perolehan RPM dan Torsi Konfigurasi *Counter-Rotating-Out*

No	Kecepatan aliran (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
			Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
1	0.7	2.5	36.78	1.03	29.07	0.82
2		2	39.50	1.11	31.61	0.89
3		1.5	36.79	1.03	30.88	0.87
4	1	2.5	54.09	2.17	44.80	1.80
5		2	55.23	2.22	49.55	1.99
6		1.5	64.55	2.59	54.84	2.20
7	1.3	2.5	71.39	3.7	60.54	3.162
8		2	70.96	3.71	67.48	4.41
9		1.5	92.30	4.82	78.80	4.12

3. Perolehan RPM dan Torsi Konfigurasi *Counter-Rotating-In*

No	Kecepatan aliran (m/s)	Variasi Jarak (D)	Turbin A		Turbin B	
			Rpm	Torsi (N.m)	Rpm	Torsi (N.m)
1	0.7	2.5	40.23	1.18	42.06	1.13
2		2	39.87	1.06	37.56	1.12
3		1.5	40.26	1.18	41.80	1.13
4	1	2.5	62.49	2.46	61.16	2.51
5		2	62.57	2.40	59.68	2.51
6		1.5	62.37	2.50	62.24	2.51
7	1.3	2.5	84.74	4.2	80.26	4.426
8		2	85.28	4.27	81.79	4.45
9		1.5	84.48	4.32	82.68	4.41

BIODATA PENULIS



Penulis adalah seorang pemuda kelahiran Nganjuk, 11 Juni 1993. Diberi nama terbaik oleh kedua orang tua, yaitu Okky Agassy Firmansyah. Bapak bernama Ahmad Mamak Al Luluki, Ibu bernama Siti Ngaisah dan mempunyai dua orang adik kandung yang bernama Micco Rizky Firnanda dan Rizky Firdiansyah. Alamat asal berada di Nganjuk terdapat pada Jl. Citarum No 7 RT 2/RW 6 Kelurahan Mangundikaran Kecamatan Nganjuk.

Penulis pernah bersekolah di SDN Mangundikaran 1 Nganjuk (T.A 2000 - 2006), SMP N 1 Nganjuk (T.A 2006 - 2009), dan SMA N 2 Nganjuk (T.A 2009 - 2012). Penulis juga menempuh pendidikan diploma pada jurusan D3 Metrologi dan Instrumentasi ITS Surabaya (T.A 2012 - 2015), dan kemudian mendapatkan rejeki yang luar biasa untuk meneruskan studi di Program Lintas Jalur Sarjana Teknik Fisika ITS Surabaya (T.A 2015 - 2017). Penulis memiliki *passion* dalam bidang non-akademik yaitu kegiatan manajerial organisasi. Bidang minat yang diambil pada bidang akademik adalah Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan, Elektronika dan Instrumentasi. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, dapat menghubungi penulis melalui email oafirmansyah@gmail.com. Semoga setiap kebaikan, senantiasa tumbuh. Barakallah.

Halaman Ini Sengaja dikosongkan